

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

CONCEPTION D'UN SYSTÈME DE
REFROIDISSEMENT MÉTALLIQUE POUR UNE
TURBINE EN CONFIGURATION RENVERSÉE
UTILISANT DES PALES EN CÉRAMIQUE

Thèse de doctorat

Spécialité : génie mécanique

Nicolas COURTOIS

Jury : Jean-Sébastien PLANTE

Mathieu PICARD

Luc FRÉCHETTE

Martin BROUILLETTE

Frédéric JOLY

*Ce travail est dédié à la mémoire de
Paulette Courtois, Gilles Sernet et Patrick Paul-Hus.*

Résumé

Les turbines à gaz sont des moteurs qui transforment la chaleur en énergie mécanique de rotation. Les turbines à gaz de puissance inférieure à 1000 kW sont appelées microturbines et nécessitent un échangeur de chaleur pour atteindre une efficacité acceptable pour la commercialisation. Augmenter la température des gaz de combustion est alors le meilleur levier pour augmenter l'efficacité des microturbines.

L'utilisation de pales en céramique permet d'augmenter la température des gaz de combustion sans nécessiter de refroidissement. Cependant, l'architecture conventionnelle des turbines à gaz génère beaucoup de tension dans les pales de turbine et la céramique supporte très mal la tension qui facilite la propagation des fissures. La configuration renversée résout ce problème en maintenant les pales en compression grâce à un anneau extérieur qui reprend les charges centrifuges. Néanmoins, à cause de ces charges centrifuges qui lui sont imposées, cet anneau externe ne peut être qu'en polymère renforcé de fibres de carbone, ce qui limite sa température d'utilisation.

Une turbine en configuration renversée requiert donc la présence d'un système de refroidissement situé entre les pales et l'anneau externe afin de protéger celui-ci. Ce système consomme un certain débit d'air, ce qui réduit l'efficacité de la microturbine. Avec un système de refroidissement en céramique, l'utilisation d'une configuration renversée génère un gain d'efficacité moteur nettement supérieur aux pertes générées par son système de refroidissement. Cependant, un tel système de refroidissement en céramique est fragile et tend à craquer, ce qui peut mener à la destruction totale de la microturbine. Des essais de microturbines équipées d'un système de refroidissement métallique montrent néanmoins une meilleure robustesse que si le système était en céramique.

Cette thèse propose de vérifier si une microturbine renversée avec pales en céramique et système de refroidissement en métal est plus efficace qu'une microturbine métallique conventionnelle. Il est d'abord démontré qu'un système de refroidissement avec de simples ailettes est le meilleur compromis entre pertes générées et facilité de fabrication. Les performances du système de refroidissement métallique sont ensuite étudiées grâce à des modèles 1D qui évaluent le champ de température dans le système ainsi que le comportement de l'air frais qui le traverse. Les résultats de ces modèles simplifiés corréleront bien avec les simulations numériques 3D, confirmant que les mécanismes en jeu ont été saisis correctement. Une validation expérimentale a été effectuée avec un prototype miniature et une méthode graphique est proposée pour déterminer le débit nécessaire ainsi que les dimensions du système de refroidissement qui optimisent l'efficacité du moteur. Les résultats indiquent notamment qu'un moteur de 300 kW avec une telle configuration renversée métallique et une température d'entrée de turbine de 1600 K peut atteindre une efficacité mécanique de 42,2%, ce qui représente une augmentation de +12,2% par rapport à la meilleure microturbine actuellement sur le marché. Des règles de conception générales sont aussi dégagées des modèles 1D et des solutions concrètes d'amélioration du système de refroidissement sont proposées, laissant entrevoir une possible amélioration de l'efficacité d'une telle microturbine renversée jusqu'à 46,2%.

Mots-clés : microturbine, turbines à gaz, efficacité, refroidissement, turbine renversée, céramique, anneau composite.

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier sincèrement mon directeur Jean-Sébastien Plante pour m'avoir fait confiance il y a quatre ans et m'avoir ainsi permis d'intégrer l'équipe du projet. Son grain de folie scientifique et la manière de sortir ses étudiants de leur zone de confort furent un grand enseignement pour moi. Je tiens aussi à remercier mon codirecteur Mathieu Picard pour ses qualités de meneur et son sens physique incroyable ainsi que Luc Fréchette pour son soutien et pour avoir cru en moi. Je tiens enfin à remercier Martin Brouillette pour ses conseils toujours avisés et Frédéric Joly pour avoir allumé ma passion pour l'énergétique il y a maintenant dix ans. Vos enseignements à tous furent complémentaires et exceptionnels.

Je tiens bien sûr à remercier mes collègues de travail et amis pour leur aide et leur présence qui fut particulièrement agréable. Je pense notamment à Patrick Dubois, Céderick Landry, Frédéric Ebacher, Nidal Kochrad, Miguel Charette, Benoit Picard, Alexandre Landy-Blais, Michaël Turmel, Francis Marois, Jean-François Dufault, Maxime Leboeuf, Mathieu Kirouac ainsi que les « vieux » Hugo Fortier-Topping, Gabriel Vézina et Benoit Dupont. Merci à tous de m'avoir accepté dans votre cercle et pour avoir toujours toléré mon terrible accent anglais (et français).

Enfin, je tiens à remercier chaleureusement mes parents, grands-parents, frère et sœurs ainsi que ma famille québécoise et mes amis, pour m'avoir toujours soutenu malgré le fait que mon travail a toujours ressemblé à de la magie noire pour la majorité d'entre eux. Merci à toi surtout, Mélanie, pour avoir été là pour moi en permanence et pour avoir donné du sens à mes efforts.

Sommaire

1	Introduction	13
1.1	Mise en contexte et problématique	13
1.2	Définition du projet de recherche et de ses objectifs	14
1.3	Plan du document	15
2	État de l’art	17
2.1	Les turbines à gaz de moyenne et grande taille	17
2.2	Les microturbines	20
2.3	Les microturbines en céramique	20
2.3.1	Turbines radiales en céramique	20
2.3.2	Turbines axiales en céramique	21
2.3.3	Refroidissement des turbines axiales et radiales en céramique	24
2.4	Turbines en céramique en configuration renversée	25
2.4.1	Principe fondamental	25
2.4.2	Premiers brevets	26
2.4.3	Refroidissement de l’anneau circonférentiel	30
2.4.4	Travaux menés par General Electric	31
2.4.5	Travaux menés par le DLR	32
2.4.6	Travaux menés par la NASA	34
2.4.7	Travaux menés par l’Université de Sherbrooke	35
2.5	Résumé	37
2.6	Turbines étudiées dans la thèse	38
3	Comparaison des concepts	41
3.1	Objectif principal du système de refroidissement	41
3.2	Concepts de refroidissement proposés	43
3.3	Méthode d’évaluation des concepts	46
3.3.1	Calcul de l’efficacité du cycle de Brayton considéré	46
3.3.2	Impact du débit de refroidissement consommé	47
3.3.3	Impact des pertes par friction aérodynamique	48
3.3.4	Détermination de la taille de l’anneau composite	50
3.3.5	Détermination des pertes par friction liées à l’anneau composite	51
3.3.6	Pertes par friction attribuées aux surfaces d’échanges thermiques	54
3.3.7	Impact des pertes de chaleur dans le système de refroidissement	56
3.4	Concepts de refroidissement proposés et résultats	57

3.4.1	Turbine et conditions d'écoulement de référence	57
3.4.2	Concept #1 : canaux simples	58
3.4.3	Concept #2 : refroidissement par film	64
3.4.4	Concept #3 : refroidissement par ailettes latérales	66
3.4.5	Concept #4 : superposition d'isolants et de conducteurs	71
3.4.6	Concept #5 : refroidissement par écoulement contre-flux (de chaleur) . . .	75
3.4.7	Concept #6 : refroidissement par cycle thermodynamique	79
3.4.8	Concept #7 : refroidissement par matériau paramagnétique	81
3.4.9	Concept #8 : refroidissement par centrifugation d'un fluide	86
3.5	Résumé et conclusion	91
4	Modélisation et validation du système	95
4.1	Modèle aérothermodynamique 1D	96
4.1.1	Comportement de l'écoulement	97
4.1.2	Hypothèse principale	98
4.1.3	Choix de la forme du stator	99
4.2	Modèle thermique quasi-1D	101
4.2.1	Chemin emprunté par la chaleur	101
4.2.2	Approximations	103
4.2.3	Méthode de résolution	106
4.2.4	Erreurs dues aux simplifications	109
4.2.5	Calcul des coefficients de convection	119
4.3	Tendances générales des résultats des modèles 1D	121
4.4	Validation numérique du prototype de 15 kW	123
4.4.1	Résultats détaillés des modèles pour une turbine de 15 kW	123
4.4.2	Comparaison des résultats analytiques et numériques	129
4.4.3	Écart d'estimation des coefficients de convection chaud et froid	135
4.5	Validation expérimentale du prototype de 15 kW	136
4.5.1	Banc pour validation expérimentale	136
4.5.2	Résultats expérimentaux	137
4.6	Résumé et conclusions	146
5	Études de performances d'une microturbine de 300 kW	149
5.1	Calcul des pertes d'efficacité dues au système de refroidissement	149
5.1.1	Pertes prises en compte	149
5.1.2	Intégration des erreurs de prédiction des modèles	150
5.1.3	Point de design optimal	150
5.1.4	Variation des paramètres avec la puissance du moteur	151
5.2	Résultats pour un moteur de 300 kW à 1600 K	152
5.2.1	Comportement du fluide de refroidissement et températures	152
5.2.2	Coût en efficacité du système de refroidissement	154
5.2.3	Efficacité d'un moteur de 300 kW incluant toutes les pertes	157
5.3	Sensibilité du coût du système aux paramètres	159
5.3.1	Sensibilité aux erreurs de corrélations	160
5.3.2	Sensibilité aux paramètres géométriques	161

5.3.3	Sensibilité aux paramètres des matériaux	164
5.3.4	Sensibilité à la vitesse de rotation	166
5.3.5	Sensibilité à l'utilisation d'un tampon isolant	166
5.3.6	Sensibilité au ratio de pression du compresseur annexe	166
5.3.7	Sensibilité au facteur de sécurité de l'anneau composite	167
5.4	Pertes d'efficacité en fonction de la puissance du moteur	168
5.5	Optimisation maximale envisageable de la microturbine	170
5.5.1	Utilisation d'ailettes très rugueuses, inclinées et d'épaisseur minimale . . .	170
5.5.2	Ajout d'un tampon isolant	170
5.5.3	Remplacement de l'Inconel® par du titane	171
5.5.4	Utilisation de composants de turbine plus efficaces	172
5.5.5	Utilisation de bagues avec différentes conductivités	173
5.6	Résumé et conclusions	174
6	Conclusions	177
6.1	Travaux réalisés	177
6.1.1	Comparaison des concepts	177
6.1.2	Modélisation de l'écoulement et du champ de température dans le système de refroidissement	178
6.1.3	Validation des modèles 1D	178
6.1.4	Prévision des performances d'une microturbine de 300 kW	180
6.2	Contributions originales	181
6.3	Perspectives de recherche et travaux futurs recommandés	183
6.3.1	Étude économique	183
6.3.2	Amélioration des modèles	183
6.3.3	Amélioration de la turbine	184
6.3.4	Amélioration du banc de test	185
A	Annexes	191
A.1	Évaluation de l'efficacité thermique du moteur	191
A.2	Contrainte tangentielle dans un anneau (approximation)	192
A.3	Analogie de Reynolds, friction et conductance thermique	195
A.4	Refroidissement par film fluide (développement)	195
A.5	Refroidissement par contre-flux (développement)	199
A.6	Cycle thermodynamique (développement)	204
A.7	Cycle paramagnétique (développement)	207
A.8	Centrifugation fluidique, résultats des FEA	209
A.9	Corps fin soumis à deux conditions de convection différentes	212
A.10	Pertes de performances de refroidissement en entrée des canaux	214
A.11	Détails de la simulation CFD pour l'entrée des canaux	217
A.12	Relation entre le débit de refroidissement et la hauteur des ailettes	222
A.13	Relation entre le débit de refroidissement et l'angle des ailettes	223
A.14	Fabrication des étalons de peinture thermique	224
A.15	Coût du système selon la puissance lorsque TIT = 1600 K	227
A.16	Sensibilité aux paramètres	230

A.17 Sensibilité au ratio de pression du compresseur annexe	239
A.18 Sensibilité au niveau de chargement de l’anneau composite	242

Table des figures

2.1	Comparaison entre un cycle de Brayton simple et récupéré	18
2.2	Efficacité de cycle et densité de puissance d'un cycle de Brayton non-récupéré . . .	18
2.3	Efficacité d'un cycle de Brayton récupéré	19
2.4	Schéma du refroidissement d'une pale	19
2.5	Rotor céramique à deux densités de Volkswagen	22
2.6	Rotor intégral en céramique détruit après ingestion d'objets étrangers (FOD)	23
2.7	Profil de température dans la turbine radiale en céramique AGT 100	24
2.8	Comparaison entre configuration classique et configuration renversée	26
2.9	Concept breveté par Holmquist	27
2.10	Concept breveté par Cerrato	28
2.11	Concept breveté par Bodman	29
2.12	Résistance en tension et masse volumique de plusieurs familles de matériaux . . .	30
2.13	Turbine renversée proposée par GE	31
2.14	Turbine renversée proposée par le DLR	32
2.15	Deux cas possibles proposés par le DLR : anneaux céramiques découpés ou continus	33
2.16	Ratio de pression nécessaire et Mach en entrée des ailettes selon l'angle du stator .	34
2.17	Concept de moteur exosquelette présenté par la NASA	34
2.18	Prototype de SRGT	35
2.19	Vue en coupe de l'architecture renversée	36
2.20	Prototype de ICT	36
2.21	Prototype de turbine utilisé pour les essais expérimentaux	38
2.22	Propriétés mécaniques et thermiques de l'Inconel® 718 selon la température . . .	39
3.1	Position dans la turbine et schéma simplifié du système de refroidissement	42
3.2	Approche simplifiée pour considérer le système de refroidissement	43
3.3	Résumé des huit concepts proposés dans ce chapitre	45
3.4	Efficacité de cycle selon la TIT obtenue avec le modèle de cycle	47
3.5	Position de la cavité par rapport à la turbine	49
3.6	Régime d'écoulement autour d'un disque caréné	53
3.7	Circulation des fluides et de la chaleur dans la turbine et une ailette	58
3.8	Modes de transferts de chaleur et réseau de résistance considérés	60
3.9	Coût associé au concept #1 et impact des différents mécanismes	61
3.10	Impact de canaux moins inclinés et d'un tampon isolant	62
3.11	Courbe d'ébullition pour de l'eau à 1 atm selon l'excès de température ΔT_e	63
3.12	Chemin thermique et modes de transfert de chaleur considérés	64
3.13	Modes de transferts de chaleur et réseau de résistances considérés	65

3.14	Vitesse de l'écoulement à respecter pour protéger l'anneau composite	66
3.15	Chemin thermique et modes de transfert de chaleur associés	67
3.16	Modes de transferts de chaleur et réseau de résistances associé	68
3.17	Refroidissement par ailettes latérales avec tampon isolant	68
3.18	Coût associé au concept #3 et impact des différents mécanismes	69
3.19	Pertes liées au concept #3 si la conductivité était infinie ou si un tampon isolant était utilisé	70
3.20	Chemin thermique et détails du concept	71
3.21	Géométrie simulée et conditions appliquées aux frontières	72
3.22	Température de l'anneau selon l'efficacité des ailettes et efficacité selon le nombre de duos	73
3.23	Efficacité d'une ailette selon sa longueur et longueur nécessaire pour protéger l'an- neau selon le nombre de duos	73
3.24	Coût associé au concept #4 et impact des différents mécanismes	74
3.25	Sens des débits et transferts de chaleur considérés	75
3.26	Représentation des volumes considérés et des surfaces en jeu	76
3.27	Pertes liées au concept #5 selon la conductivité du système	77
3.28	Impact d'un tampon isolant sur les pertes d'efficacité	78
3.29	Impact du diamètre des trous sur les pertes d'efficacité	79
3.30	Principe d'un cycle thermodynamique et concept proposé	80
3.31	Température T_2 à atteindre pour que le système de refroidissement fonctionne . . .	81
3.32	Variation des différentes entropies après une magnétisation puis une évacuation de chaleur	83
3.33	Schéma simplifié et détaillé du concept	83
3.34	Températures du matériau paramagnétique et des séparateurs et flux de chaleur . .	84
3.35	Produit des ratios de conductivités thermiques lorsque $T_f = 600\text{ K}$	85
3.36	Détails d'un concept qui modifie la conductivité des séparateurs selon la tempéra- ture du matériel paramagnétique	86
3.37	Détails d'un concept qui modifie la conductivité des séparateurs selon la tempéra- ture du matériel paramagnétique	87
3.38	Nombre de Rayleigh dans la cavité selon le liquide et la hauteur de la cavité	89
3.39	Nombre de Nusselt nécessaire à maintenir l'anneau composite sous 620 K	90
3.40	Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh selon la littérature et selon les besoins pour protéger l'anneau composite	91
3.41	Pertes de charge dans les canaux simples selon la vitesse de l'écoulement	93
4.1	Résumé des entrées et sorties des modèles 1D	95
4.2	Stations utilisées pour le modèle aérothermodynamique 1D	97
4.3	Représentation du phénomène de <i>ingress/egress</i>	99
4.4	Géométries de stator possibles et impact sur le jet	100
4.5	Augmentation de Nu selon A_u et Wo	101
4.6	Système de refroidissement et circulation des flux de chaleur	102
4.7	Position des nœuds où la température est évaluée	104
4.8	Analogie possible entre la bague de refroidissement et une ailette	105
4.9	Réseau de résistances thermiques résolu par le modèle 1D thermique	106

4.10	« Vue du dessus » d'une seule pale de turbine	108
4.11	Surface de l'ailette recouverte par le flot d'air frais	109
4.12	Comparaison des deux effets d'entrée des canaux	111
4.13	Température de parois des canaux (résultats CFD)	111
4.14	Profil de température dans une rangée de pales	113
4.15	Position de l'interface adiabatique dans la pale	116
4.16	Conductivité thermique du Si_3N_4 utilisée	116
4.17	Prévisions de température adimensionnée entre un repère cylindrique et un repère cartésien	117
4.18	Exemple de distribution spatiale du coefficient de convection sur une pale	120
4.19	Température adimensionnée de bout d'ailette selon différents paramètres	121
4.20	Angle, vitesse relative et vitesse axiale des canaux de refroidissement	123
4.21	Prototype preuve de concept de 15 kW	126
4.22	Nombre de Mach, vitesse, pressions et températures dans les canaux de refroidis- sment	127
4.23	Impact de la friction et de la chaleur reçue sur l'accélération du gaz	128
4.24	Conditions de la simulation FEA et surfaces concernées	129
4.25	Champ de température du système de refroidissement et des pales de turbines	130
4.26	Variation de température axiale au point de contact pale/bague	131
4.27	Variation de température axiale en bout de pale	131
4.28	Profil de température du système au-dessus d'une pale	132
4.29	Géométrie simulée par CFD/FEA et conditions d'entrée/sortie imposées (TIT = 1100 K)	133
4.30	Résumé des paramètres utilisés pour comparer la simulation CFD/FEA avec les modèles 1D	134
4.31	Banc d'essais à chaud et circulation de l'écoulement principal	137
4.32	Vue en coupe simplifiée du banc d'essai	137
4.33	TIT moyenne et mesurées durant l'essai	139
4.34	Vitesse de rotation atteinte lors de l'essai	140
4.35	Température du plénum froid en entrée et en sortie des canaux	141
4.36	Position de la peinture sur le prototype et différence entre peinture fraîche et cuite	142
4.37	Un groupe d'échantillons étalons	143
4.38	Résultats d'identification de la température grâce à la peinture	143
4.39	Comparaison entre température estimée par peinture thermique et par simulation FEA	144
5.1	Dimensions de la turbine selon la puissance du moteur	152
5.2	Vitesse, pression et température en sortie des canaux	153
5.3	Coefficient de convection, températures de l'anneau composite et de contact	154
5.4	Pertes d'efficacité associées aux différents mécanismes	155
5.5	Pertes d'efficacité pour un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K	156
5.6	Débit de refroidissement du moyeu et fuites liées au refroidissement principal	158
5.7	Résumé des pertes et efficacité mécanique du moteur	159
5.8	Nombre de Nusselt selon la rugosité relative d'un tube	162
5.9	Protubérances permettant d'augmenter le Nusselt dans les canaux de refroidissement	162

5.10	Pertes d'efficacité selon la largeur des ailettes de refroidissement	163
5.11	Réduction des pertes liées au système selon le matériau utilisé	165
5.12	Pertes selon le ratio de pression du compresseur annexe	167
5.13	Pertes selon le facteur de sécurité de l'anneau composite	168
5.14	Coût du système de refroidissement selon la puissance du moteur	169
5.15	Températures, débit de refroidissement et pertes pour un système en Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo	172
5.16	Températures, débit de refroidissement et pertes pour un système en Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo avec tampon isolant	172
A.1	Schéma de fonctionnement d'une turbomachine récupérée	192
A.2	Contraintes adimensionnelles dues à la centrifugation et à la pression interne et approximation	194
A.3	Coefficient de convection « froid » nécessaire à la protection de l'anneau composite	196
A.4	Nombre de Reynolds à atteindre selon le régime de l'écoulement et l'utilisation ou non de tampons isolants	197
A.5	Nombre de Reynolds à atteindre selon l'utilisation ou non de tampons isolants	198
A.6	Vitesse de l'écoulement à atteindre pour protéger l'anneau composite	198
A.7	Différence entre le sens de circulation de la chaleur réel et celui considéré	199
A.8	Rappel du principe de cycle thermodynamique et concept proposé	204
A.9	Bilan d'entropie pour une géométrie de système quelconque	206
A.10	Impact du ratio des résistances thermiques sur la température T_1 minimum atteignable	207
A.11	Rappel de la géométrie du concept avec matériau paramagnétique	208
A.12	Géométrie simulée avec découpage des deux surfaces internes verticales	210
A.13	Température de l'anneau composite en fonction du coefficient de convection du liquide sur les parois internes de la cavité	211
A.14	Champ de température lorsque $h = 10\,000\text{ W/m}^2\text{K}$	212
A.15	Bilan d'énergie sur l'élément infinitésimal d'une ailette	213
A.16	Surface de l'ailette recouverte par le flot d'air frais	215
A.17	Dimensions et nombre de Reynolds selon la position dans le canal	215
A.18	Nusselt et coefficient de convection selon la position dans le canal	216
A.19	Coefficient $h_{isoperf}$ et ratio $h/h_{isoperf}$ selon la position dans le canal	217
A.20	Volume simulé et maillage associé	218
A.21	Détails de la géométrie d'injection	218
A.22	Distribution de vitesse en entrée des canaux	219
A.23	Distribution de vitesse en entrée des canaux (plan XZ)	220
A.24	Distribution de vitesse en entrée des canaux (plan YZ)	220
A.25	Coefficient de convection appliqué aux parois des canaux	221
A.26	Distribution de température dans les parois des canaux	221
A.27	Four utilisé pour fabriquer les échantillons étalons de peinture	225
A.28	Échantillons étalons de peinture thermique réalisés	226
A.29	Coût du système pour un moteur de 50 kW à 1600 K	227
A.30	Coût du système pour un moteur de 150 kW à 1600 K	228
A.31	Coût du système pour un moteur de 300 kW à 1600 K	228
A.32	Coût du système pour un moteur de 500 kW à 1600 K	229

A.33 Coût du système pour un moteur de 1000 kW à 1600 K	229
A.34 Coût du système pour un anneau 20 K plus froid	230
A.35 Coût du système lorsque h_{chaud} est 25% plus grand	231
A.36 Coût du système lorsque h_{froid} est 10% plus petit	231
A.37 Coût du système lorsque k_{bague} est 20% plus petit	232
A.38 Coût du système lorsque k_{pale} est 20% plus petit	232
A.39 Coût du système lorsque la largeur de canal est 20% plus petite	233
A.40 Coût du système lorsque la largeur de canal est 40% plus petite	233
A.41 Coût du système lorsque la largeur de canal est 60% plus petite	234
A.42 Coût du système lorsque ratio de surface des ailettes est 20% plus petit	234
A.43 Coût du système lorsque la rugosité des canaux est doublée	235
A.44 Coût du système lorsque la vitesse de rotation augmente de 10%	235
A.45 Coût du système lorsque la densité de la bague est 20% plus faible	236
A.46 Coût du système lorsque la densité de la pale est 20% plus faible	236
A.47 Coût du système lorsque la base de la bague est 1,5 mm (+50%)	237
A.48 Coût du système lorsque l'angle des canaux est augmenté de 2° (+2,5%)	237
A.49 Coût du système lorsque la friction aérodynamique n'inclut pas le malus de +35% .	238
A.50 Coût du système lorsque la rugosité est de $16 \mu\text{m}$	238
A.51 Coût du système avec un tampon isolant de 1 mm de zircone	239
A.52 Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 1,5 :1	240
A.53 Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 2 :1	240
A.54 Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 2,5 :1	241
A.55 Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 3 :1	241
A.56 Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 3,4 :1	242
A.57 Coût du système lorsque l'anneau est chargé à 55% de son maximum	243
A.58 Coût du système lorsque l'anneau est chargé à 65% de son maximum	243
A.59 Coût du système lorsque l'anneau est chargé à 75% de son maximum	244
A.60 Coût du système lorsque l'anneau est chargé à 85% de son maximum	244
A.61 Coût du système lorsque l'anneau est chargé à 95% de son maximum	245

Liste des tableaux

2.1	Comparaison des débits de refroidissement pour différents turbopropulseurs Garrett.	25
2.2	Plage de propriétés de certaines céramiques et de l'Inconel® 718	27
2.3	Densité des matériaux utilisés	39
2.4	Caractéristiques des deux turbines étudiées	40
3.1	Rendements des composants du C200 de Capstone selon Kochrad <i>et al.</i> [1].	47
3.2	Avantages d'un éventuel compresseur annexe pour le refroidissement.	48
3.3	Propriétés de certains gaz relativement à l'air ($T = 100^{\circ}\text{C}$) et impact sur la puissance dissipée par friction par l'anneau composite.	55
3.4	Propriétés de certains gaz relativement à l'air ($T = 100^{\circ}\text{C}$) et impact sur la puissance dissipée par friction sur les ailettes latérales.	56
3.5	Conditions théoriques de l'écoulement principal dans la microturbine de 240 kW. .	58
3.6	Propriétés des matériaux utilisables pour le concept.	88
3.7	Coût des différents concepts exprimé en pertes de point d'efficacité.	92
4.1	Impact du rayonnement sur les taux de chaleur.	114
4.2	Conditions théoriques de l'écoulement principal dans le prototype.	124
4.3	Caractéristiques principales du système de refroidissement du prototype de 15 kW .	125
4.4	Conditions thermiques du système de refroidissement estimées par le modèle thermique 1D. Les nœuds font référence à la figure 4.7.	126
4.5	États thermodynamiques au travers des canaux de refroidissement estimés par le modèle aérothermodynamique 1D.	127
4.6	Comparaison des résultats du modèle 1D thermique et de la FEA (ANSYS®). . . .	131
4.7	Résultats de la CFD/FEA et du modèle thermique 1D.	135
4.8	Résultats de la CFD/FEA et du modèle aérothermodynamique 1D.	135
4.9	Comparaison de l'estimation des coefficients de convections selon la CFD/FEA et les modèles 1D.	136
4.10	Comparaison des résultats du modèle 1D thermique et de la FEA (ANSYS®) en intégrant la surchauffe de +55 K du stator et $\text{TIT} = 1060 \text{ K}$	144
5.1	Rendements des composants du C200 de Capstone selon Kochrad <i>et al.</i> [1].	151
5.2	Conditions du point de design optimal	156
5.3	Sensibilité de la perte d'efficacité selon les erreurs de corrélations	160
5.4	Sensibilité de la perte d'efficacité selon les paramètres géométriques	162
5.5	Sensibilité de la perte d'efficacité selon les paramètres des matériaux	164

Chapitre 1

Introduction

1.1 Mise en contexte et problématique

En 2014, les humains ont consommé une énergie équivalente à 9 425 Mtep [2] dont 81% provenaient de carburants fossiles. Pour mieux se représenter cette énorme quantité qui augmente chaque année, disons que 9 425 millions de tonnes de véritable pétrole représentent un volume qui permettrait de recouvrir la surface des États-Unis avec une couche d'un mètre d'hydrocarbure. Une grande partie de cette énergie fossile a été transformée en énergie mécanique, que cela soit pour les transports, la génération d'électricité ou autre. Cette transformation se fait le plus souvent grâce des moteurs à pistons ou bien des turbomachines, dépendamment de la puissance en jeu. Augmenter l'efficacité des turbines à gaz revient donc à réduire la consommation mondiale de carburants fossiles et diminuer les émissions de gaz à effet de serre. Cette thèse concerne ce thème de recherche.

Les turbines à gaz de puissance inférieure à un mégawatt, ou microturbines, offrent une alternative intéressante aux moteurs diesel pour les petites applications de production d'électricité grâce à leurs faibles émissions et coûts d'entretien contenus ainsi que leur température d'échappement élevée qui pourrait être adaptée à la production combinée de chaleur et d'électricité (CHP, pour *Combined Heat and Power*) [3]. Les microturbines utilisent habituellement un cycle de Brayton récupéré, ce qui nécessite une température d'entrée de turbine (TIT, pour *Turbine Inlet Temperature*) élevée pour maximiser l'efficacité du cycle. Pour des questions de coût et d'efficacité, le système de refroidissement complexe des turbines de grande taille actuelles et des turbines aéronautiques ne peut pas être utilisé pour les microturbines, ce qui limite la TIT aux températures adaptées aux superalliages actuels [4]. Pour cette raison, les microturbines métalliques ont une efficacité thermique moins élevée que les moteurs Diesel. Ainsi, la microturbine la plus efficace sur le marché est la Capstone C200 avec une efficacité mécanique de 37,6% et une efficacité électrique de 33% [5] alors que certaines génératrices Diesel de même puissance proposent des efficacités électriques

de 39,2% et plus [6]. L'utilisation de matériaux céramiques pourrait permettre aux microturbines de fonctionner potentiellement à des valeurs de TIT plus élevées avec des quantités minimales de refroidissement. Cela permettrait d'atteindre une efficacité supérieure aux microturbines métalliques et peut-être dépasser les moteurs Diesel. L'intégration des céramiques dans des configurations de turbines conventionnelles a été tentée dans le passé mais s'est avérée peu fiable en raison des contraintes de tension dans les pales en céramique [7] [8].

L'utilisation d'une turbine céramique en configuration renversée (ICT, pour *Inside-out Ceramic Turbine*) utilisant un anneau composite en enroulement filamentaire entourant les pales de la turbine résout le problème de fragilité des pales en céramique. En effet, cette configuration maintient les pales en compression et convertit les charges centrifuges en contraintes tangentielles dans l'anneau. Ces contraintes tangentielles imposent cependant l'utilisation de composites renforcés de fibres de carbone, une famille de matériaux qui présentent une excellente résistance spécifique en tension (ratio résistance/densité) mais une faible température maximale d'utilisation. Les meilleures matrices polymères ne peuvent dépasser ~ 700 K [9]. Une turbine renversée doit donc intégrer obligatoirement un système de refroidissement pour protéger cet anneau composite, ce qui va consommer des ressources et réduire l'efficacité de la microturbine à gaz.

1.2 Définition du projet de recherche et de ses objectifs

Ce projet de recherche propose de développer et d'étudier un système de refroidissement métallique pour une microturbine utilisant des pales en céramique en configuration renversée. L'objectif de ce travail est d'abord de déterminer s'il est possible de protéger l'anneau composite convenablement. Le but est aussi de déterminer quelle est l'approche de refroidissement qui minimise les pertes d'efficacité du moteur et de comprendre l'impact des différents paramètres, ce qui n'a jamais été fait dans la littérature. D'une manière plus générale, l'objectif est de déterminer le gain d'efficacité potentiel d'une microturbine renversée utilisant des pales en céramique et un système de refroidissement métallique par rapport à des microturbines conventionnelles. Enfin, le but est aussi de fournir des recommandations de conception pour quiconque souhaiterait concevoir un système de refroidissement pour turbine renversée, ce qui n'a jamais été proposé non plus. L'originalité de ce projet de recherche réside donc dans le fait qu'il répond à cette question :

Quel est le gain d'efficacité d'une turbine renversée avec système de refroidissement métallique par rapport aux meilleures microturbines actuelles ?

Afin de répondre à cette question, il est nécessaire de répondre à ces quatre objectifs spécifiques :

Évaluer s'il existe un concept de refroidissement métallique pouvant résister structurellement aux conditions imposées dans une turbine renversée.

Déterminer quel est le concept de refroidissement métallique qui minimise les pertes d'efficacité d'une microturbine renversée.

Vérifier si un tel concept est capable de protéger l'anneau composite convenablement à de hautes températures.

Définir les règles de conception à suivre pour optimiser l'efficacité d'un tel système de refroidissement.

1.3 Plan du document

L'approche proposée dans ce document est la suivante : tout d'abord, une revue de littérature est effectuée dans le chapitre 2. Puis plusieurs concepts de refroidissement sont proposés et leur impact sur l'efficacité de la microturbine est comparé grâce à des modèles simples dans le chapitre 3. Ensuite, le concept qui affecte au minimum l'efficacité du moteur est sélectionné et des modèles plus complets sont créés pour prédire ses performances dans le chapitre 4. Des simulations numériques et des validations expérimentales sont ensuite conduites pour vérifier les prévisions de ces modèles et prouver qu'il est possible de refroidir convenablement la turbine renversée avec un système de refroidissement métallique. Dans le chapitre 5, les résultats des modèles sont alors exploités pour définir le débit de refroidissement nécessaire d'une microturbine renversée selon sa puissance et l'efficacité d'une telle microturbine renversée est alors déduit. Des recommandations et une méthode sont aussi présentées pour concevoir rapidement un système de refroidissement qui minimise les pertes d'efficacité et les meilleures pistes d'amélioration sont données. Enfin, le chapitre 6 résume les résultats apportés par ces travaux et souligne les contributions originales.

Chapitre 2

État de l'art

2.1 Les turbines à gaz de moyenne et grande taille

Les turbines à gaz sont des machines thermodynamiques utilisant le cycle de Brayton pour produire une poussée ou une puissance mécanique de rotation. Le présent projet concerne la génération de puissance de rotation. Le cycle employé peut être « simple » ou bien « récupéré » si un récupérateur de chaleur est utilisé (voir figure 2.1). Pour les cycles non-récupérés, l'efficacité thermique idéale du cycle augmente uniquement avec le ratio de pression et pas la TIT, comme indiqué dans la relation

$$\eta_{idéal} = 1 - \frac{1}{RP^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (2.1)$$

Dans la réalité, les composants ne sont pas parfaits. Ainsi, l'efficacité thermique réelle du cycle et sa densité de puissance augmentent avec le ratio de pression jusqu'à un certain point, comme présenté dans la figure 2.2 [4]. De plus, l'efficacité réelle et la densité de puissance augmentent toujours avec la TIT. Pour les cycles récupérés, l'efficacité thermique idéale du cycle augmente avec la TIT et diminue avec le ratio de pression (voir figure 2.3). Cependant, comme les composants sont imparfaits, l'efficacité réelle du cycle augmente avec la TIT mais est optimale pour un certain ratio de pression.

Les turbomachines les plus avancées ont ainsi des TIT atteignant au moins 1970 K [10] mais elles nécessitent l'utilisation de techniques de refroidissement complexes comme les refroidissements interne et externe des pales de turbine par exemple (voir figure 2.4) ainsi que des couches de céramiques servant de barrière thermique (TBC, pour *Thermal Barrier Coatings*). La plage de puissance des turbomachines est très large. Les plus grosses turbines industrielles développent jusqu'à 2 000 MW [8]. Les plus évoluées atteignent jusqu'à 43,9% d'efficacité en cycle simple [11] et 62,2% d'efficacité en combinant la production de puissance et de vapeur [12].

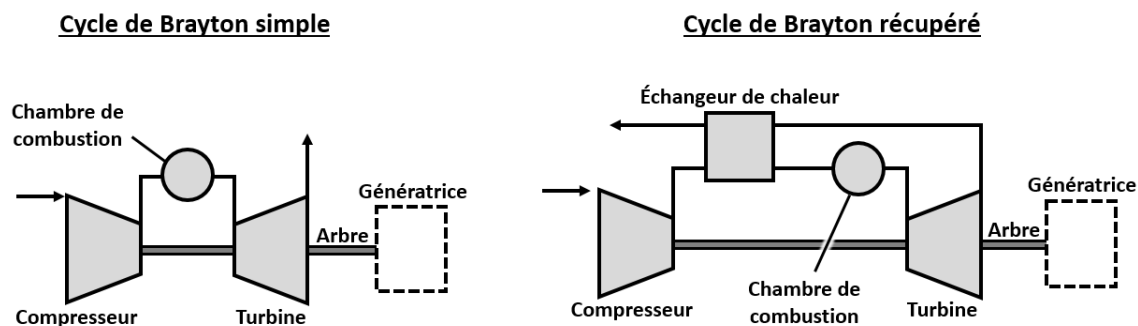
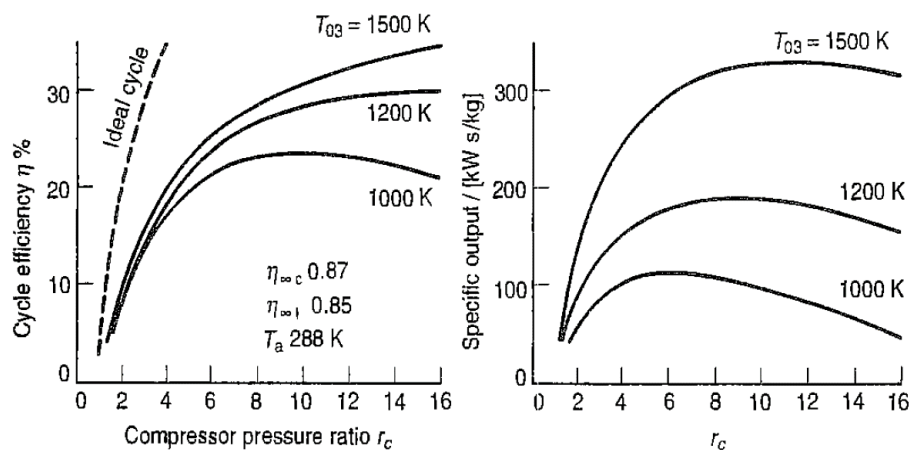


FIGURE 2.1 – Comparaison entre un cycle de Brayton simple et récupéré.

FIGURE 2.2 – Efficacité de cycle et densité de puissance d'un cycle de Brayton non-récupéré en fonction du ratio de pression et de la TIT (T_{03}). Sur cette figure, compresseur et turbine ont une efficacité polytropique ($\eta_{\infty c}$ et $\eta_{\infty t}$) de 87% et 85% respectivement [4].

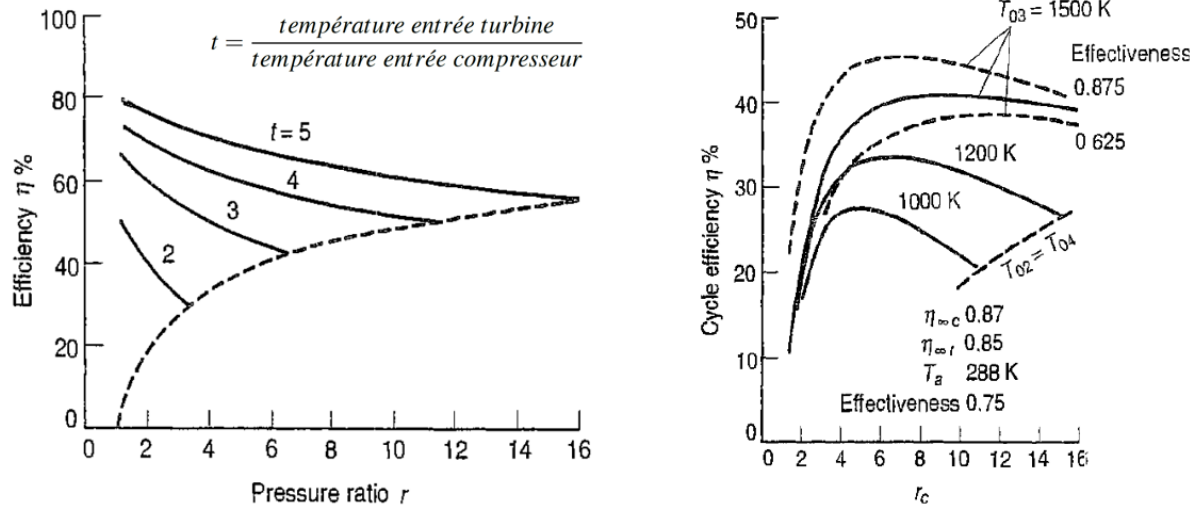


FIGURE 2.3 – Efficacité d'un cycle de Brayton récupéré en fonction du ratio de pression et du ratio de températures [4]. À gauche : cycle idéal. À droite : cycle réel.

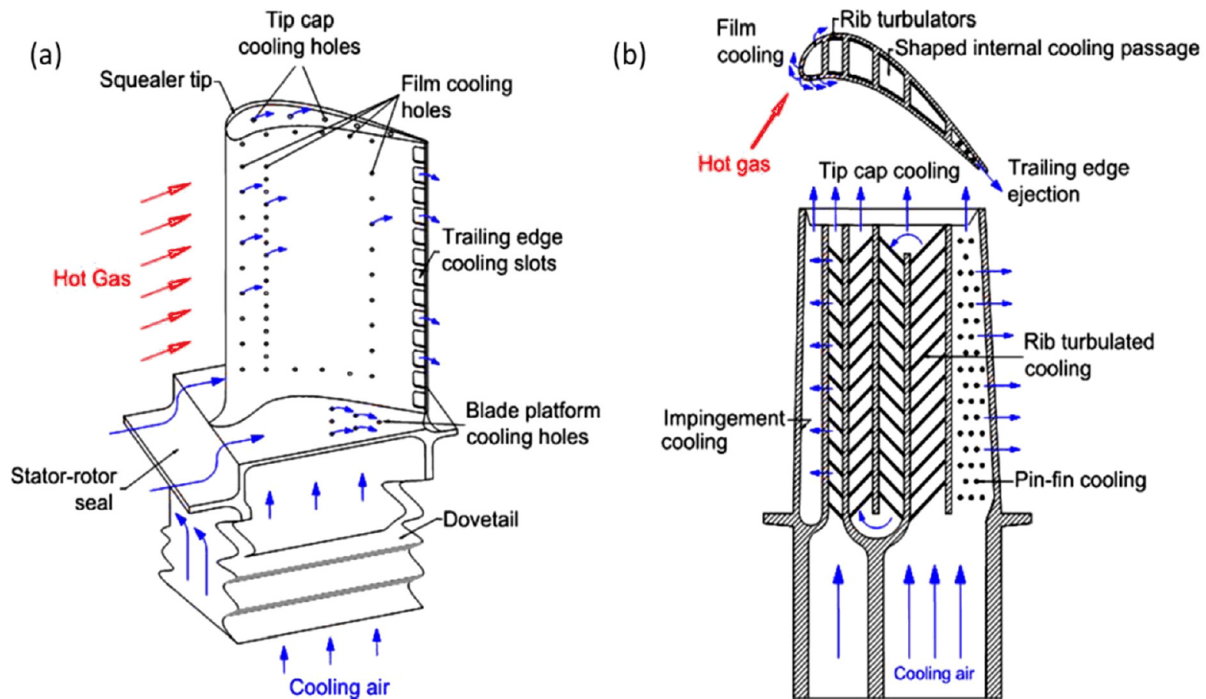


FIGURE 2.4 – Schéma du refroidissement d'une pale : (a) par film et (b) interne [10].

2.2 Les microturbines

Les turbines à gaz de 10 à environ 1 000 kW sont appelées « microturbines ». Plus petites, ces machines sont donc moins complexes que les turbines standards et ne peuvent pas atteindre d'aussi hauts TIT et ratios de pression pour des raisons de coûts. En effet, le marché de la génération de puissance de petite taille est dicté par le coût plus que par l'efficacité des moteurs. Pour atteindre une efficacité convenable, les microturbines industrielles utilisent donc un cycle récupéré et les meilleures d'entre elles proposent au mieux des efficacités thermiques d'environ 38% avec une TIT allant jusqu'à 1230 K [13]. Puisque les microturbines ne sont pas refroidies, la TIT atteinte est limitée uniquement par les superalliages utilisés. Puisque les céramiques présentent une température d'opération nettement plus haute que les superalliages, leur utilisation pour les composants les plus chauds comme les pales permettrait d'augmenter la TIT des microturbines sans refroidissement et donc l'efficacité de cycle.

2.3 Les microturbines en céramique

Dans les années 1960 à 1990, plusieurs constructeurs d'automobiles et de turbines à gaz ont tenté de développer des turbines en céramique aux États-Unis, en Allemagne ainsi qu'au Japon. Le seul succès émergeant de ce développement fut la commercialisation de turbocompresseurs pour l'automobile entre 1985 et 1995 [14]. Il existe deux types de turbines en céramique qui ont été développés : les turbines radiales et les turbines axiales.

2.3.1 Turbines radiales en céramique

Les turbines radiales sont préférées aux turbines axiales dans les moteurs métalliques de petite taille pour leur coût, leur simplicité, les meilleures performances offertes et les rapports de pression atteignables. Elles furent principalement réalisées par moulage par injection avec du nitrure de silicium (Si_3N_4) ou bien du carbure de silicium (SiC). Les principaux programmes de développement de ces turbines radiales en céramique furent le AGT par Honeywell et Rolls-Royce ainsi que le programme *100 kW automotive Ceramic Gas Turbine (CGT)* par les constructeurs japonais Mitsubishi, Nissan et Toyota [15, 16, 8, 17, 18]. La turbine AGT100 de Rolls-Royce a pu atteindre 100 heures de fonctionnement avec une vitesse tangentielle de bout de pale de 413 m/s et une TIT maximum de 1353 K [8, 18] et la turbine AGT101 développée par Honeywell a atteint 701 m/s avec une TIT de 1366 à 1477 K [15, 8, 17]. La turbine CGT100 japonaise a quant à elle atteint une efficacité de cycle mesurée de 35,6% avec TIT = 1623 K [16, 8]. Les problèmes principaux liés au développement de ces turbines radiales furent les mauvaises tolérances de fabrication et

finis de surface, dus aux procédés de fabrication eux-mêmes, qui réduisent les performances aérodynamiques de la turbine. De plus, l'écoulement chaud qui sort du stator pour être injecté dans la turbine est presque pulsé du point de vue des pales située dans le repère tournant à cause de la présence intermittente des pales de stator. Cela a tendance à exciter en flexion les pales de la turbine. Comme les turbines en céramique présentent un coefficient d'amortissement inférieur à des pales en métal, cette oscillation finit par les briser à leur extrémité à cause des vibrations. Enfin, le problème principal des turbines axiales en céramique est leur très mauvaise résistance à l'impact lors de l'ingestion de débris (*Foreign Object Debris*), comme des petits morceaux de métal fondus provenant de la chambre de combustion par exemple.

2.3.2 Turbines axiales en céramique

Les turbines axiales en céramique ont également été développées et testées dans la seconde moitié du vingtième siècle. Il existe trois types de turbines axiales en céramique : les rotors céramiques à deux densités différentes (*Duo Density Ceramic Rotor*), les rotors hybrides métalliques ou encore les rotors intégralement en céramique.

Rotors céramiques à deux densités

Ces rotors sont composés de pales en céramique et d'un moyeu aussi en céramique. Le moyeu est le plus souvent réalisé en Si_3N_4 pressé à chaud (HPSN pour *Hot Pressed Silicon Nitride*) pour obtenir une bonne résistance mécanique. C'est un procédé coûteux et mal adapté aux formes complexes comme celles des pales par exemple. C'est pourquoi les pales en Si_3N_4 sont quant à elles fabriquées par liaison de réaction (RBSN pour *Reaction Bonded Silicon Nitride*), généralement mises en forme par moulage par injection. Ce concept est intéressant financièrement et a été développé par Volkswagen et Ford dans les années 70 [8]. L'objectif de Volkswagen était d'atteindre 377 m/s en vitesse de bout de pales mais ils atteignirent seulement 189 et 103 m/s lors d'essais à froid et à chaud respectivement. La figure 2.5 présente le rotor à deux densités de VW. Ford eut plus de succès avec son programme de développement 820 engine puisque 200 heures de tests furent atteintes avec $\text{TIT} = 1470 \text{ K}$ lorsque le moyeu est refroidi et 37 heures à 1640 K lorsque le moyeu n'était pas refroidi. Malgré ces bons résultats, tous les rotors montrèrent une faiblesse importante au niveau du joint entre les pales et le moyeu à cause de concentrations de contraintes.

Rotors hybrides

Ces rotors sont composés d'un moyeu conventionnel en métal et de pales en céramique maintenues en place par des attaches en queue d'aronde. Un important développement de ce type de rotors fut mené par Honeywell aux États-Unis [19] et par Volkswagen et *Motoren Turbinen Union*

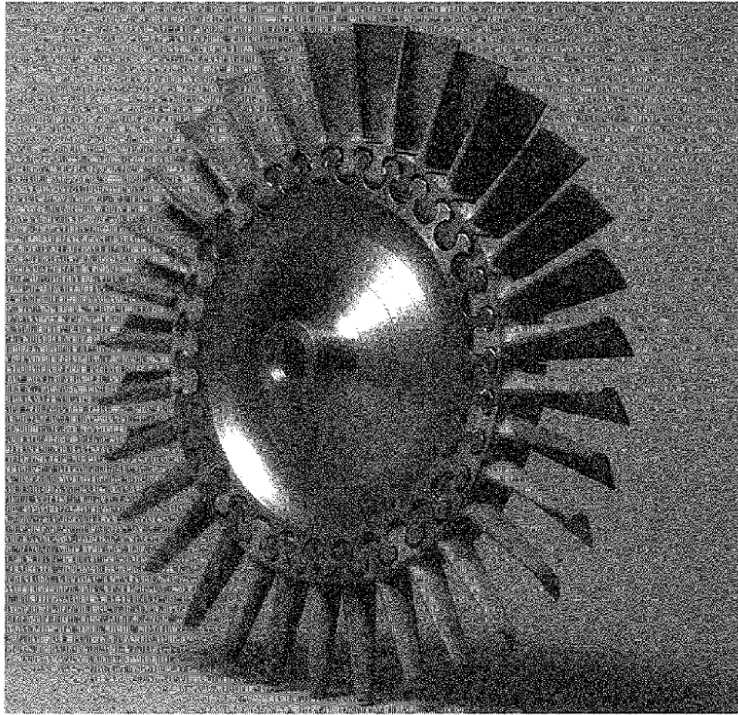


FIGURE 2.5 – Rotor céramique à deux densités de Volkswagen [8].

(MTU) en Allemagne dans les années 1970 [8]. Les pales peuvent être réalisées par pressage à chaud (HPSN) ou bien par liaison de réaction (RBSN). Volkswagen a opté pour la liaison de réaction car le procédé est moins cher et l'objectif de VW était l'application automobile. MTU a plutôt opté pour le pressage à chaud, plus cher mais générant des pièces plus fiables et performantes, car l'application visée était les moteurs de camions. MTU a d'ailleurs montré par la suite que le pressage à chaud offre de meilleures chances de succès grâce à une résistance mécanique accrue.

Honeywell a conduit deux programmes en 1976 et 1982 [8]. Le but fût de modifier un turbopropulseur déjà existant pour augmenter la TIT jusqu'à 1644 K et ainsi atteindre 3 points d'efficacité mécanique supplémentaires (par exemple, passer de 50% à 51% représente une augmentation de +1 point et +2%). Les pales furent fabriquées par pressage à chaud. Deux cycles de 7,5 heures chacun furent réalisés avec une TIT moyenne de 1488 K avec un pic de 1655 K et montrèrent une réduction significative de la consommation de carburant comme attendu. Le design fut cependant jugé trop peu fiable, avec plusieurs ruptures dues aux interfaces entre les pales et le moyeu.

Volkswagen et MTU ont aussi jugés les rotors hybrides trop peu fiables : VW atteignit 18 heures de fonctionnement à 320 m/s (84% de l'objectif) avant une rupture de leurs pales fabriquées par liaison de réaction, échouant ainsi à atteindre leur requis de 25 heures. MTU a réussi à faire tourner des pales réalisées par pressage à chaud à 310 et 464 m/s, à chaud et à froid respectivement. Mais des ruptures de pales arrivèrent aussi pour des temps de tests quasi-aléatoires compris entre 55

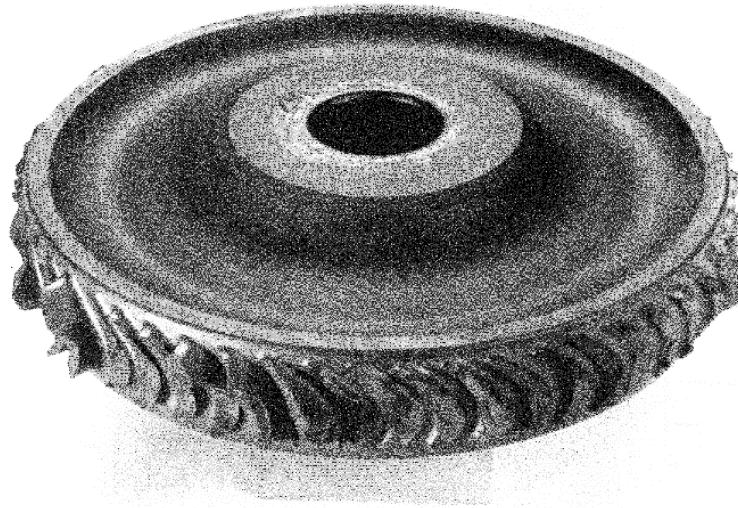


FIGURE 2.6 – Rotor intégral en céramique détruit après ingestion d’objets étrangers (FOD) [8].

minutes et 79 heures.

Rotors intégralement en céramique

Les rotors intégralement en céramique sont la configuration qui a présenté le plus grand potentiel de réussite. Ces rotors sont fabriqués par pressage à chaud puis usinés. Cette configuration supprime donc totalement le problème de fixation entre les pales et le moyeu mais entraîne de forts coûts de fabrication. Ce type de rotors a donc peu attiré les constructeurs, à part Daimler-Benz qui a développé le concept jusqu’à une preuve de concept qui a été utilisée sur la route [8]. Le but était de remplacer le moteur à pistons par la turbine à gaz pour réduire les émissions polluantes et la consommation de carburant. Daimler-Benz a développé le rotor durant deux programmes : le *BMFT* et le programme *Car200*. À la fin du premier programme, tous les rotors confondus avaient réalisé 484 heures en rotation. Un rotor a réalisé 10 heures à vitesse nominale (283 m/s) avec une TIT de 1523 K mais l’objectif de 50 heures à 1623 K fut raté. En 1978, Daimler a décidé de développer des rotors pour une turbine à gaz de 110 kW opérant à TIT = 1623 K nommée PWT110. Cette microturbine récupérée présentait d’importants dommages lors d’ingestion de débris (FOD), comme montré dans la figure 2.6. Mercedes-Benz a toutefois décidé d’implémenter ce moteur dans l’une de leur berline W124 comme preuve de concept et celle-ci a parcouru 600 km avec le PWT110. À la fin du programme *Car200*, ces rotors intégraux réalisés en pressage à chaud ont totalisé 500 heures de tests.

Entre 1989 et 2000, Kawasaki Heavy Industries (KHI) a développé des rotors intégralement en céramique dans le cadre du programme CGT302 (*Ceramic Gas Turbine*) sous la commandite du

gouvernement japonais. L'application visée était la cogénération de puissance. La turbine CGT302 atteignit 42,5% d'efficacité mesurée avec TIT = 1670 K et une puissance de 322 kW. C'est le record d'efficacité de cycle pour une turbine et elle a cumulé 2000 heures de tests à 1473 K. C'est cependant très loin des 40 000 heures requises pour une commercialisation et la turbine montra une très forte sensibilité à l'ingestion de débris (FOD).

2.3.3 Refroidissement des turbines axiales et radiales en céramique

L'avantage principal des turbines en céramique est de pouvoir augmenter la TIT en utilisant un minimum de débit de refroidissement. Dans le cas des turbines axiales, le rotor en céramique n'est pas du tout refroidi par exemple. Cependant, l'arbre métallique lié au rotor céramique est refroidi par l'huile qui alimente les roulements de l'arbre ou bien par de l'eau [14]. Les turbines axiales présentent ainsi un gradient thermique axial et radial important, comme montré dans la figure 2.7 avec la turbine AGT 100 par exemple [18] : le rotor céramique présente ici des températures allant de 803 K au point de contact avec l'arbre métallique jusqu'à 1475 K pour le point le plus chaud. Dans les turbines radiales en céramique, une portion de l'air sortant du compresseur est aussi utilisée pour refroidir les joints d'étanchéité métalliques autour du rotor [15, 17].

En ce qui concerne les turbines axiales en céramique, les rotors hybrides (pales céramiques/moyeu métal) et certains rotors double densité (pales céramiques/moyeu céramique) nécessitent un refroidissement du moyeu. Ce refroidissement est alors effectué en projetant de l'air sortant du compresseur sur le moyeu directement. Un effet de pompage centrifuge distribue alors l'écoulement froid sur tout le moyeu en forme de disque. Dans ces turbines axiales, une partie du débit de refroidis-

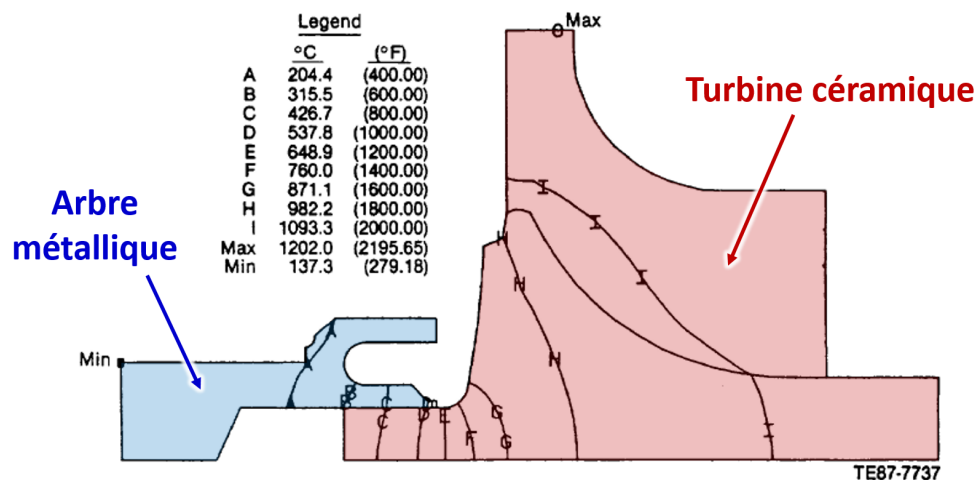


FIGURE 2.7 – Profil de température dans la turbine radiale en céramique AGT 100 [18] lorsque TIT = 1561 K.

TABLE 2.1 – Comparaison des débits de refroidissement pour différents turbopropulseurs Garrett [19]. La turbine TSE331C-1 est en céramique et les deux autres sont métalliques.

Modèles	TPE331-8-401	T76-G-420	TSE331C-1
TIT moyenne [K]	1272	1381	1478
Puissance à l'arbre [hp]	856	1040	1000
A - Refroidissement composants [% flot principal]	6,4	12,0	3,3
B - Fuites d'étanchéité [% flot principal]	0,7	1,3	1,2
Total A + B [% flot principal]	7,1	13,3	4,5

sement est aussi envoyée sur les joints d'étanchéité métalliques pour les protéger. Le tableau 2.1 présente un comparatif entre différents turbopropulseurs Garrett dont deux sont métalliques et l'un utilise une turbine céramique (TSE331C-1) [19]. Malgré une TIT plus élevée et des fuites aux joints équivalentes, la turbine céramique TSE331C-1 utilise trois fois moins de débit de refroidissement que son équivalent métallique (T76-G-420).

2.4 Turbines en céramique en configuration renversée

2.4.1 Principe fondamental

Dans une configuration de turbine standard, les pales sont attachées au moyeu par leur racine. Lors de la rotation, la centrifugation génère naturellement de la tension dans les pales. Dans une configuration renversée, c'est différent : un anneau se trouve autour des pales pour les soutenir par leur bout et les pales ne sont plus attachées par leur base au moyeu, comme indiqué dans la figure 2.8. Elles sont toujours maintenues en contact avec le moyeu mais ne sont plus accrochées à lui. Dans une telle configuration renversée, la centrifugation génère donc de la compression dans les pales et non plus de la tension.

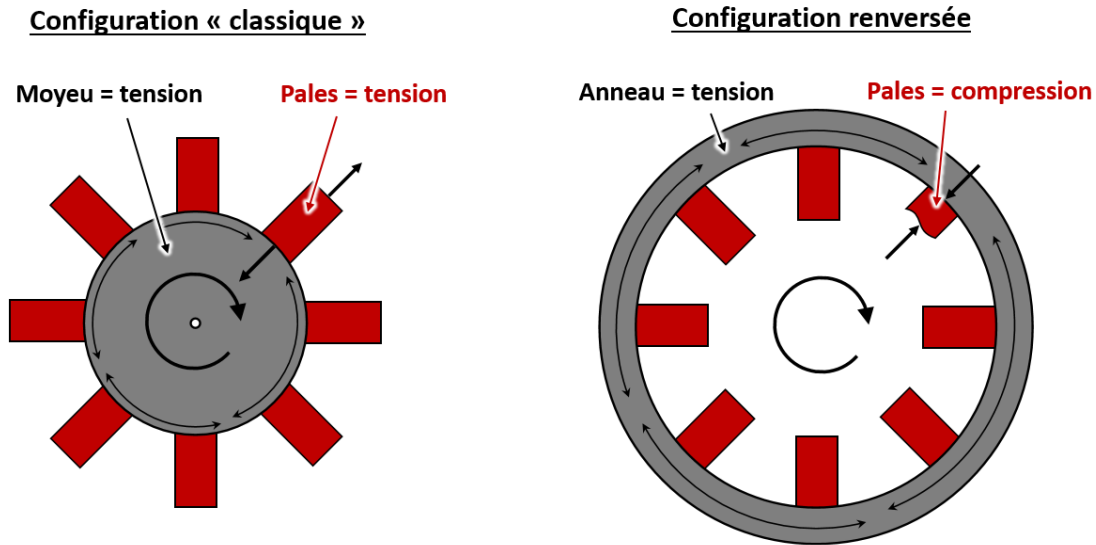


FIGURE 2.8 – Comparaison entre configuration classique et configuration renversée.

2.4.2 Premiers brevets

Malgré une excellente résistance en compression, les céramiques présentent une faible résistance en tension mais surtout une ténacité très faible, comme montré dans le tableau 2.2 qui résume les propriétés d'une dizaine de fournisseurs. À cause de cette faible ténacité qui les rend fragiles, les pales en céramique peuvent très difficilement être utilisées dans une configuration de turbine standard, c'est-à-dire attachées par leur racine au moyeu, car la centrifugation génère de fortes contraintes en tension. C'est la raison pour laquelle le développement des turbines radiales et axiales en céramique a échoué ou bien n'a pas débouché sur une commercialisation. La faible résistance de la céramique en tension la rend particulièrement cassante en cas d'ingestion de débris, comme prouvé lors du développement de tous différents types de turbines céramique. C'est pour cette raison que des concepts de rotors imposant des chargements en compression sur les pales ont fait leur apparition dès les années 1950.

Un premier brevet montre très bien ce principe [20], présenté dans la figure 2.9 : dans le design proposé, le moyeu et les pales sont chargés en compression grâce à un anneau situé à l'extérieur des pales et qui les maintient enserrées. Un second anneau est situé à la base des pales et les sépare du moyeu. Les pales sont centrées grâce à une goupille qui les traversent, reliant l'anneau extérieur à l'anneau intérieur. Dans ce concept, tous les composants sont en céramique sauf l'anneau extérieur et le moyeu qui sont en métal.

Deux autres brevets présentent un concept permettant de maintenir en compression des pales en céramique. Le premier introduit un design relativement simple [21] comme montré dans la figure

TABLE 2.2 – Plage de propriétés thermiques et mécaniques des carbures de silicium, nitrures de silicium et de l'Inconel® 718, un superalliage à base de nickel.

Famille de matériau	SiC	Si ₃ N ₄	Inconel® 718
Température maximum d'opération [K]	1620-2170	1070-1770	~ 1000
Limite élastique en traction [MPa]	240-310	360-537	~ 920
Limite élastique en compression [MPa]	1700-3900	650-3500	~ 920
Ténacité [MPa.m ^{1/2}]	3-6	3,5-8,5	96-125

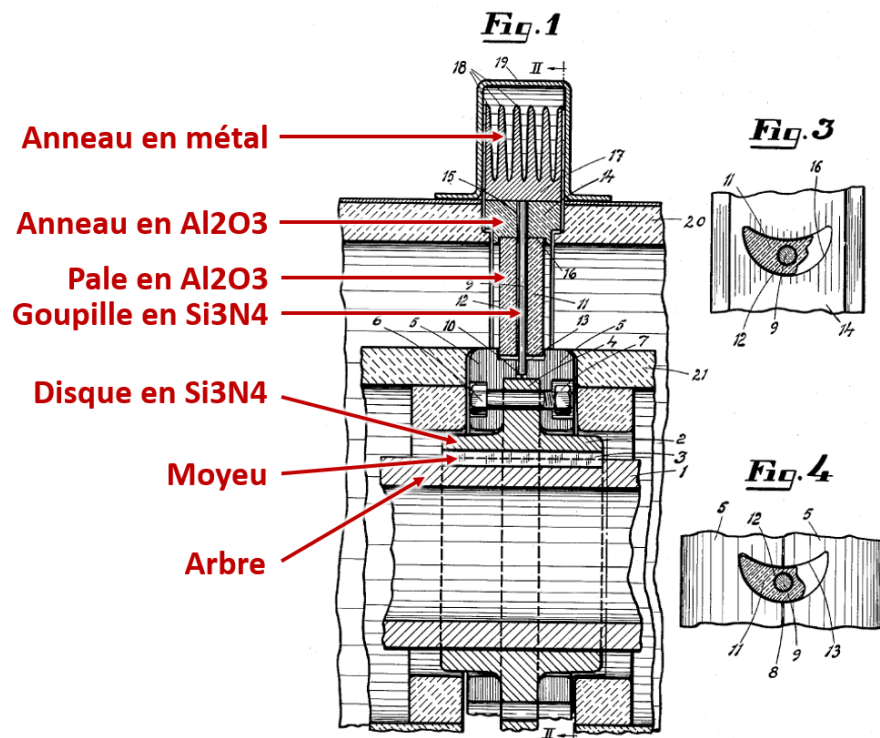


FIGURE 2.9 – Concept breveté par Holmquist, adapté de [20].

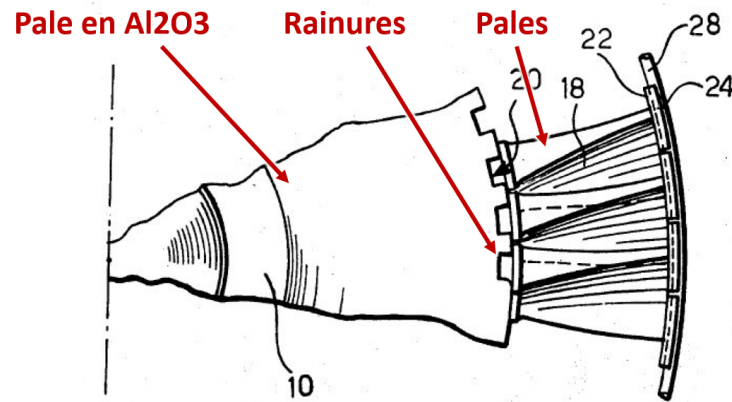


FIGURE 2.10 – Concept breveté par Cerrato [21].

2.10, où les pales sont maintenues par l'extérieur avec un anneau en fibre de carbone ou bien en céramique. Les pales sont maintenues en place sur le moyeu par de simples rainures droites afin de ne générer aucune tension dans les pales. Le second brevet présente un concept assez différent [22], comme montrée dans la figure 2.11 : le moyeu est relié à l'anneau externe grâce à des sortes de tubes. Les pales en céramique sont creuses et enfilées sur ces tubes. L'anneau externe est en métal et rempli de fibres de carbone. Les tubes sont creux et intègrent un système de refroidissement. Un système au niveau du moyeu appuie sur la base des pales pour les maintenir en permanence en contact avec l'anneau extérieur.

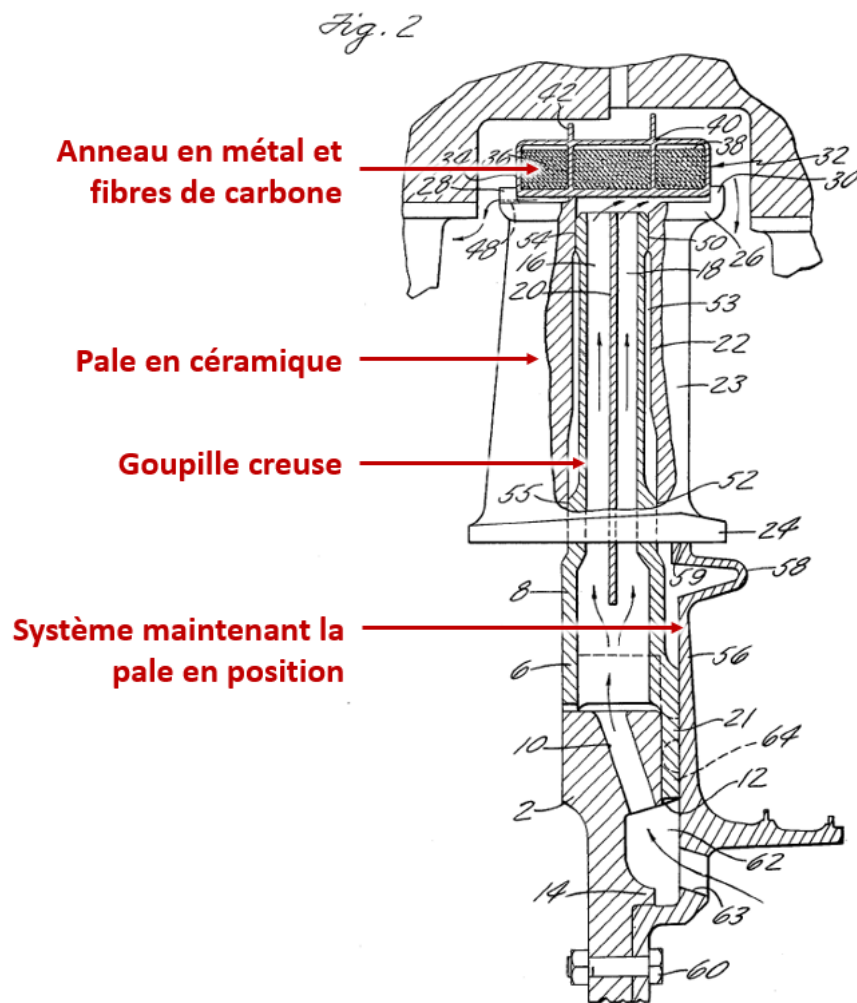


FIGURE 2.11 – Concept breveté par Bodman [22].

2.4.3 Refroidissement de l'anneau circumférentiel

Les composites unidirectionnels, filamentaires, en fibres de carbone sont les seuls matériaux ayant une résistance spécifique à la traction suffisante pour supporter les charges à l'anneau. Cela apparaît clairement dans la figure 2.12 où la droite en pointillés représente la résistance en tension nécessaire selon la masse volumique d'un hypothétique anneau composite tournant à 500 m/s.

Les matrices polymères des composites renforcés de fibres de carbone tolèrent des températures de fonctionnement relativement basses. Par exemple, la température de transition vitreuse dans le polyimide à haute température est d'environ 750 K [9] avec des températures de fonctionnement recommandées d'environ 620 K pour un usage prolongé. Afin d'atteindre des valeurs de TIT supérieures aux 1230 K actuellement réalisées dans les microturbines métalliques [13], un système de refroidissement est essentiel pour protéger l'anneau composite des gaz à haute température du flot principal.

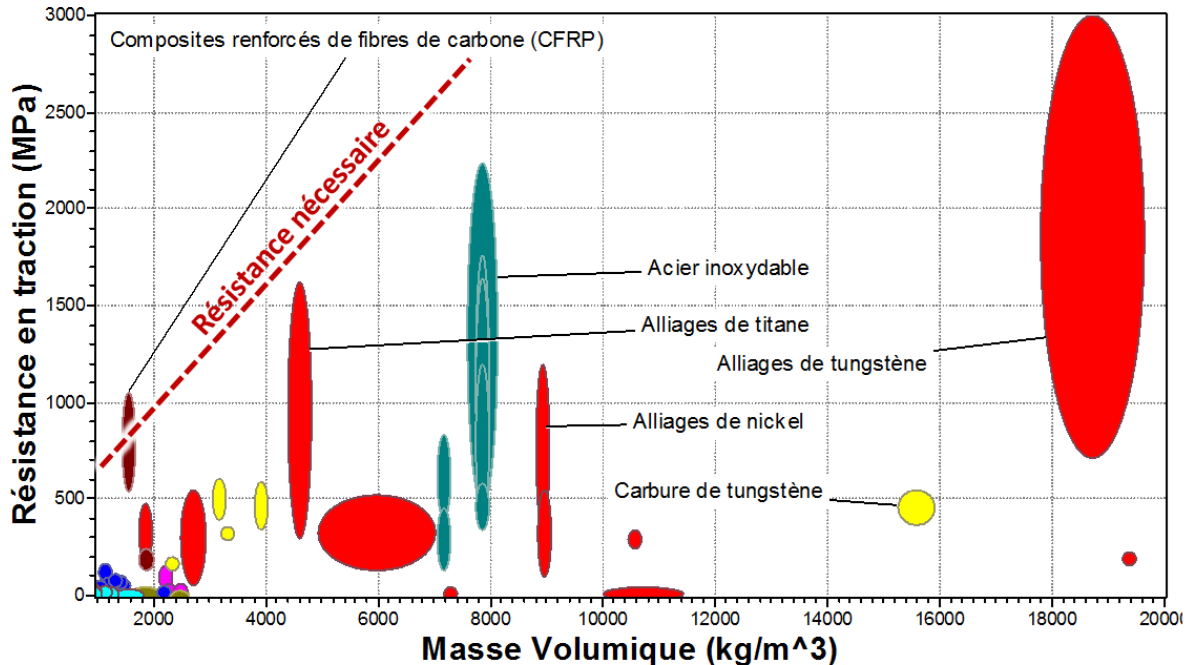


FIGURE 2.12 – Résistance en tension et masse volumique de plusieurs familles de matériaux (logiciel CES). La ligne en pointillée indique la résistance nécessaire pour que l'anneau puisse atteindre une vitesse tangentielle de 500 m/s.

2.4.4 Travaux menés par General Electric

De rares travaux ont été effectués pour étudier l'idée de supporter des pales tournantes par leur extrémité externe avec un anneau composite refroidi. À la fin des années 1970, une étude a développé un design hypothétique qui devait être intégré à un turbopropulseur à « durée de vie limitée et non-acceptable pour un usage humain » [23, 24]. Le design proposé utilise des pales en céramique soutenues à partir de leur extrémité externe par un système de refroidissement fait d'ailettes en céramique logées entre deux anneaux minces en céramique, comme indiqué sur la figure 2.13. Le système de refroidissement était considéré comme étant découpé tangentiellement afin de supprimer toute contrainte mécanique dans cette direction. Afin de suivre le déplacement radial des pales lors de la mise en rotation, le moyeu dispose de languettes flexibles qui s'ouvrent et maintiennent une pression sous les pales en permanence, ce qui assure leur chargement en compression. Ce rotor est resté au stade conceptuel et n'a pas été fabriqué. Une étude de performance a été réalisée sur ce concept, intégrant les fuites de gaz vers l'air de refroidissement ainsi que la friction aérodynamique générée par l'anneau composite et des joints d'étanchéité associés. General Electric avait alors conclu qu'un tel système présentait environ le double de pertes par rapport à un système métallique sans considérer le débit de refroidissement de l'anneau composite. L'impact du débit de refroidissement requis sur l'efficacité du cycle n'a pas été pris en compte étant donné que le refroidissement était simplement prélevé au flux secondaire du turbopropulseur.

La conception du système de refroidissement n'est pas détaillée complètement dans ce rapport,

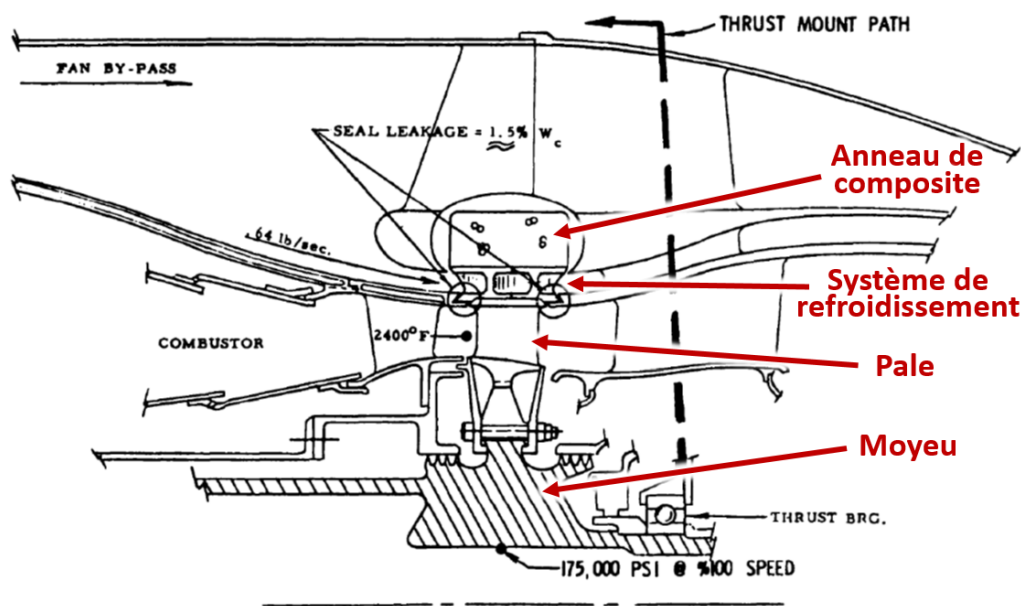


FIGURE 2.13 – Turbine renversée proposée par GE [24].

notamment l'angle et la hauteur des ailettes. Mais il est indiqué que le débit de refroidissement a été augmenté dans les simulations numériques (FEA) jusqu'à ce que l'anneau composite soit protégé convenablement. L'étude conclut qu'un débit d'air de 291 g/s est nécessaire pour des ailettes de refroidissement de 30,5 mm de hauteur, c'est-à-dire 28% de la hauteur des pales, ce qui correspond à environ 5 à 6 % du débit principal.

2.4.5 Travaux menés par le DLR

Menée par le Centre allemand pour l'aéronautique et l'astronautique (DLR), une autre étude a présenté des résultats expérimentaux sur une conception similaire utilisant un anneau composite [25, 26]. Dans cette conception particulière, les pales étaient soutenues par leur racine sur un anneau interne en céramique, comme présenté dans la figure 2.14. Un système de refroidissement aussi en céramique séparait l'anneau composite des pales. Les différents anneaux en céramique pouvaient être continus ou bien découpés, comme montré dans la figure 2.15. Seuls des essais à froid ont été réalisés avec cette turbine. La vitesse atteinte par le prototype avant rupture fut de 186 à 252 m/s, loin de l'objectif de 372 m/s. Durant ces essais, des fissures dans les pales ont été observées mais le prototype a tout de même réussi à tourner. Cela démontre que la configuration renversée d'une turbine permet de contenir la propagation de fissures dans les pales en céramique, ce qui permet de faire tourner des pales craquées sans provoquer de destruction du moteur. Une étude de performance fut aussi menée sur cette architecture de turbine. La conclusion fut qu'un tel rotor en configuration renversée pourrait être plus efficace qu'un rotor céramique à deux densités (*Duo Density Rotor*) à condition que le débit de refroidissement de l'anneau composite ne dépasse pas 5% du débit principal. Cependant, les pertes par friction aérodynamique ne furent pas prises en compte dans cette évaluation.

Le rapport n'indique pas pourquoi la hauteur des ailettes a été fixée à 2,5 mm mais l'impact

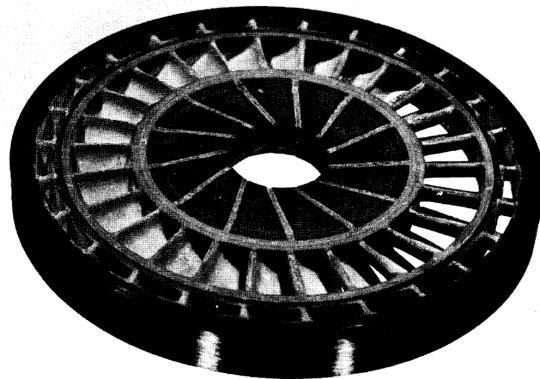


FIGURE 2.14 – Turbine renversée proposée par le DLR [25].

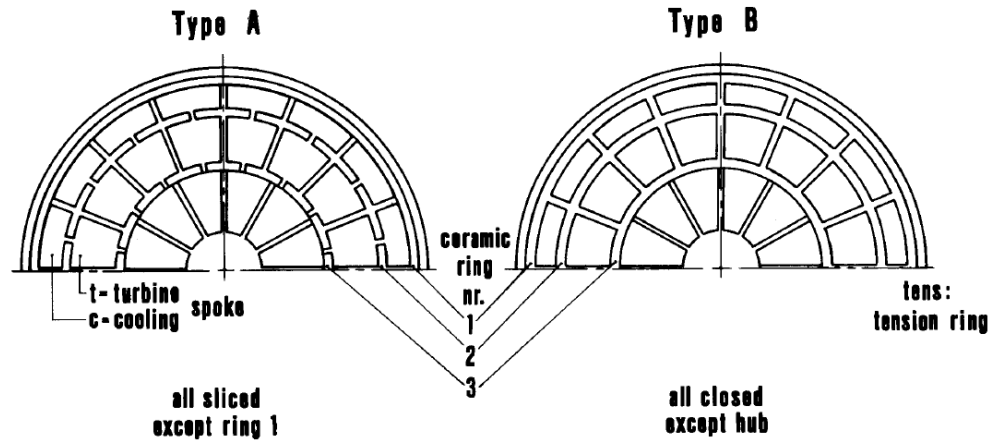


FIGURE 2.15 – Deux cas possibles proposés par le DLR : anneaux céramiques découpés (à gauche) ou continus (à droite) [25].

de l'angle du stator de refroidissement a été étudié. Cet angle influe notamment sur la pression nécessaire de l'écoulement froid ainsi que son nombre de Mach en entrée des ailettes dans le repère tournant. La figure 2.16 présente les plages de ratio de pression et de Mach atteignables selon différentes configurations :

- Cas #1 (gauche) : le stator injecte axialement (vecteur C), nécessitant un faible ratio de pression (1,07 à 1,11) mais entraînant un grand nombre de Mach d'entrée dans les canaux (0,97 à 1,25) ;
- Cas #2 (centre) : le stator injecte avec un certain angle, nécessitant un ratio de pression plus fort (1,33 à 1,55) mais générant un nombre de Mach plus modéré (0,51 à 0,67) ;
- Cas #3 (droite) : le stator injecte avec un angle suffisamment fort pour que l'écoulement relatif soit axial (vecteur W), nécessitant un ratio de pression très grand (2,08 à 3,92) mais entraînant un nombre de Mach faible (0,33 à 0,46) ;

L'étude conclut que le meilleur compromis est un triangle de vitesse « équilibré » comme le cas #2. C'est cette configuration qui a été testée expérimentalement : un débit de refroidissement équivalent à 23% du débit principal avec un ratio de pression de 1,6 :1 a été utilisé. Cela génère des pertes équivalentes à un prélèvement de 6% du débit du compresseur avec un ratio de pression de 4,5 :1. Afin de contrôler les fuites d'air chaud vers le circuit de refroidissement, un débit froid supplémentaire équivalent à 4% a aussi été prélevé au compresseur, portant à 10% le prélèvement total.

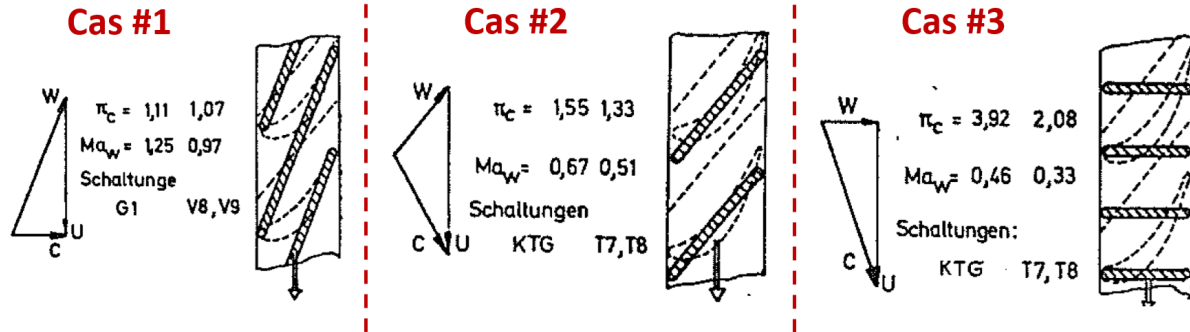


FIGURE 2.16 – Ratio de pression π_c nécessaire et Mach en entrée des ailettes Ma_w selon l'angle du stator de refroidissement [26]. C est la vitesse de sortie du stator, W la vitesse dans le repère tournant et U la vitesse tangentielle des canaux.

2.4.6 Travaux menés par la NASA

En 2002, la NASA a proposé et breveté une configuration de turbine où les pales sont retenues à l'extérieur par un anneau tournant, lui-même retenu par un anneau fixe grâce à des roulements à billes [27] [28] comme présenté dans la figure 2.17. L'étude théorique conclut que cette configuration peut apporter un gain de poids sur les parties tournantes à condition que la technologie des roulements évolue. Une étude mécanique et thermique a été menée sur les pales seules, supposées être en composite fait d'une matrice et de fibres en carbure de silicium (composite SiC/SiC). L'étude conclut que la tenue des pales sera bonne mais aucun système de refroidissement n'est proposé pour les pièces métalliques qui seront en contact direct avec ces pales.

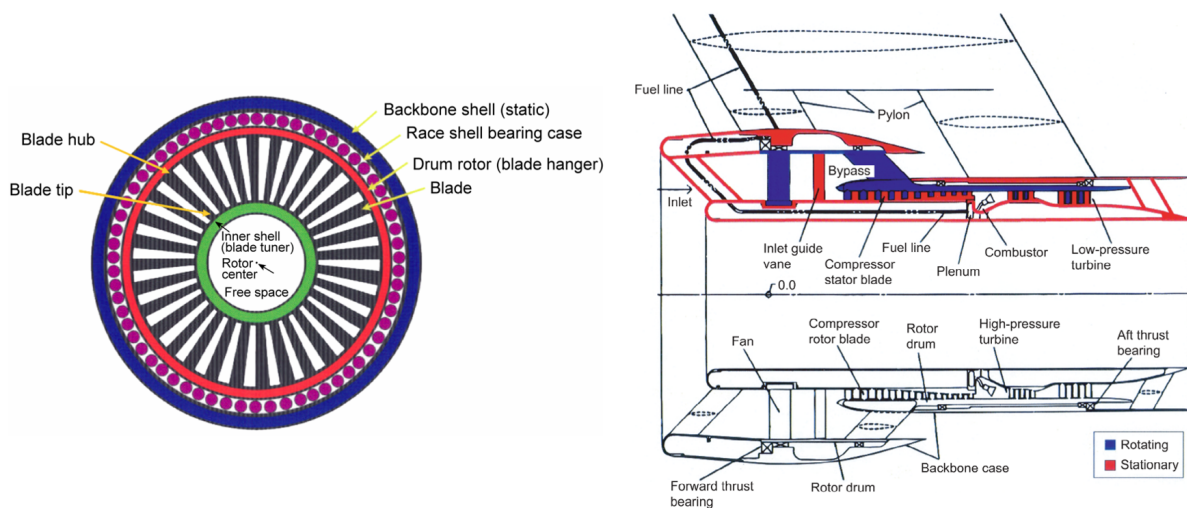


FIGURE 2.17 – Concept de moteur exosquelette présenté par la NASA [28].

2.4.7 Travaux menés par l'Université de Sherbrooke

Une étude a présenté le design d'une turbine à gaz supersonique avec un chemin de gaz replié sur lui-même [29, 30, 31] menant à un étage de compresseur en titane et un étage de turbine montés concentriquement sur un seul rotor, comme présenté dans la figure 2.18. Ce concept n'intègre aucune céramique. Les composants nécessitaient le support d'un anneau composite externe en raison des vitesses de bout de pales très élevées. Dans cette configuration, l'anneau composite est protégé thermiquement de l'étage de turbine par l'étage de compresseur qui sert également de système de refroidissement. Cette configuration a été testée avec succès et a maintenu un TIT de 1000 K pendant une trentaine de secondes, suggérant la viabilité d'un système de refroidissement métallique pour une turbine en configuration renversée.

Ensuite, une turbine renversée avec des pales indépendantes a été conçue et testée avec un moyeu flexible [32, 33, 34]. La figure 2.19 montre cette même turbine céramique renversée avec tous ses composants et les prototypes testés sont présentés dans la figure 2.20. Dans ce design particulier, les pales individuelles ne sont pas directement fixées au moyeu ou à l'anneau. Elles sont simplement maintenues en place entre le moyeu radialement déformable qui s'appuie sur leur base et l'anneau composite de haute rigidité. Le moyeu se compose de deux parties fendues et imbriquées, en forme de coupelles, ce qui le rend flexible radialement. Cette configuration supprime toute contrainte de tension dans les pales, ce qui favorise nettement l'utilisation de pales en céramique.

Dans cette étude, une grande attention a été portée sur la flexibilité du moyeu. Cette flexibilité élevée est nécessaire pour suivre le déplacement radial de l'anneau composite qui se dilate considé-

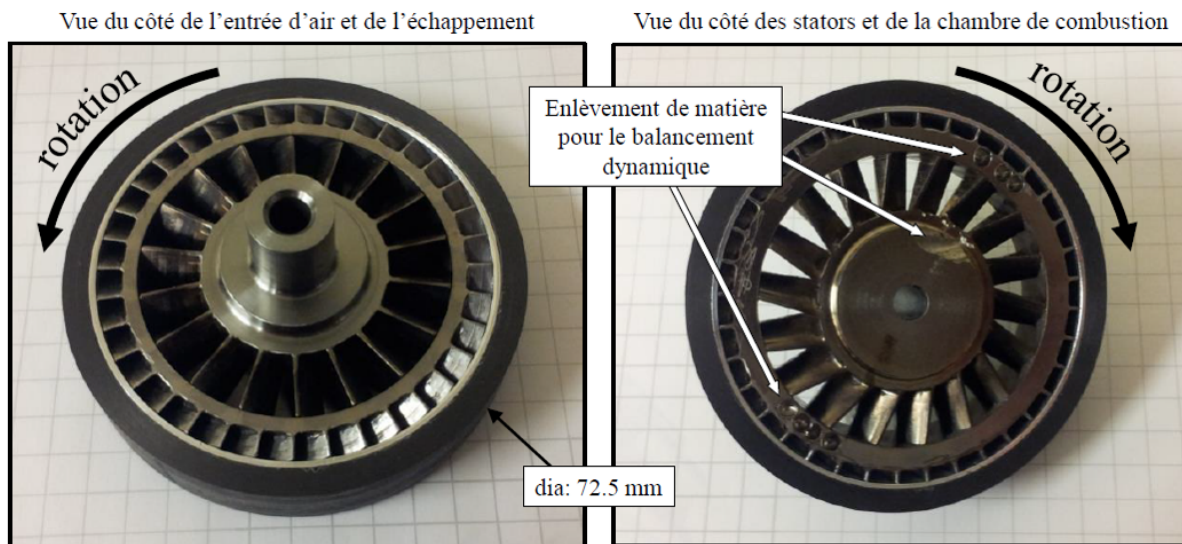


FIGURE 2.18 – Prototypage de SRGT [31].

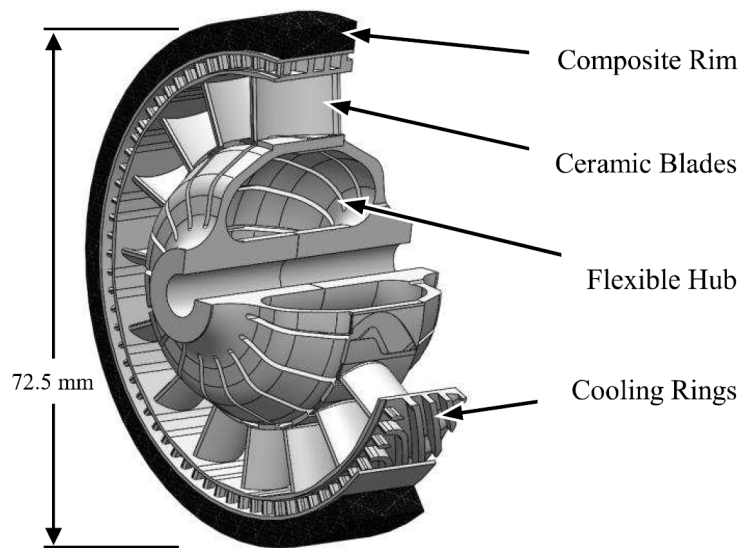


FIGURE 2.19 – Vue en coupe de l'architecture renversée [32].

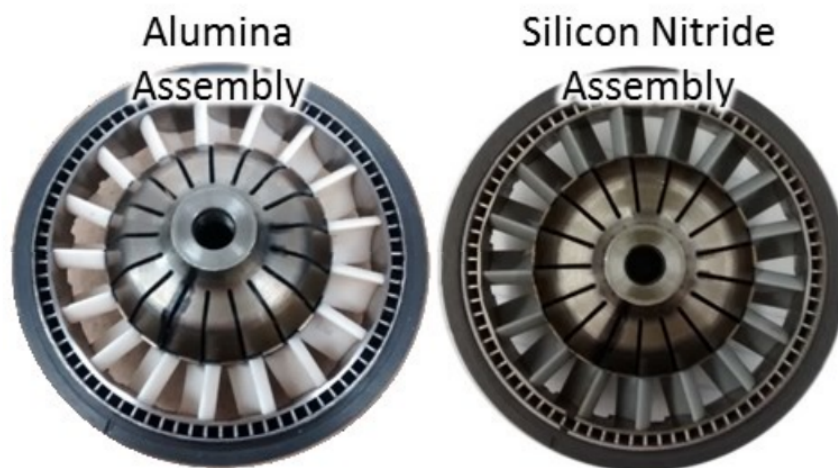


FIGURE 2.20 – Prototype de ICT [34].

blement sous la charge centrifuge. Cela vient du fait que la déformation subie par le moyeu doit être encore plus grande que celle de l'anneau, comme le montre les relations suivantes :

$$\Delta r = \varepsilon_{anneau} * r_{anneau} = \varepsilon_{moyeu} * r_{moyeu} \quad (2.2)$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{moyeu} = \varepsilon_{anneau} * \frac{r_{anneau}}{r_{moyeu}} \quad (2.3)$$

avec Δr le déplacement radial [m], ε la déformation radiale [-] et r le rayon [m]. Le prototype de preuve de concept de cette étude a utilisé des pales d'alumine puis de nitrure de silicium. Il a été testé expérimentalement à chaud avec succès, ce qui prouve que les exigences pour la performance dynamique du rotor et la flexibilité du moyeu peuvent être satisfaites par la configuration renversée avec pales en céramique. Cette étude ainsi que la présente thèse ont été effectuées simultanément et sur le même prototype. Les résultats expérimentaux de cette étude sont donc abordés à nouveau dans la thèse mais l'emphasis est mise ici sur les performances du système de refroidissement.

Simultanément au développement de cette turbine céramique renversée, une étude de performances système théorique a été conduite par Kochrad *et al.* [1] sur une microturbine en céramique renversée avec un système de refroidissement en céramique lui aussi, en considérant toutes les pertes possibles du moteur. Bien que le système de refroidissement proposé ne soit pas optimisé, l'étude conclut qu'une telle microturbine avec une puissance de 240 kW ou plus peut atteindre $45 \pm 1\%$ d'efficacité thermique, ce qui représente 20% de plus que la meilleure microturbine actuelle sur le marché dans cette plage de puissance. Le travail décrit dans la présente thèse s'inscrit dans la continuité de cette étude de performance.

2.5 Résumé

La revue de littérature proposée souligne l'intérêt d'utiliser des pales en céramique dans des microturbines car cela permet d'augmenter significativement la TIT et donc l'efficacité du moteur par rapport à des turbines métalliques. Cependant, les nombreuses études visant à développer des turbines en céramique avec une configuration conventionnelle, c'est-à-dire avec les pales retenues par leur base, montrent une très grande sensibilité à l'ingestion de débris de la part de ces rotors. Ceci est dû au fait que les contraintes en tension subies par ces pales en céramique favorisent la propagation de fissure et donc leur fragilité. Cela rend le concept peu fiable. Ce mode de rupture est inhibé dans les turbines en configuration renversée car elles maintiennent les pales en compression grâce à un anneau externe. Comme ces anneaux doivent être en polymères renforcés de fibres de carbone, leur température d'opération est limitée et ils nécessitent un système de refroidissement. Malgré des pertes liées au système de refroidissement, une configuration renversée avec pales et

système de refroidissement en céramique présente un potentiel gain d'efficacité moteur de +20% par rapport à une microturbine métallique conventionnelle. La littérature montre que les anneaux de refroidissement en céramique monoblocs ne sont pas fiables. Mais les systèmes de refroidissement métalliques sont suffisamment robustes pour rendre possible une turbine renversée avec des pales en céramique. Cependant, il n'a pas été montré qu'une turbine en configuration renversée peut supporter des températures élevées et supporter des pales en céramique avec un système de refroidissement métallique, tout en proposant encore un gain d'efficacité par rapport aux microturbines métalliques actuelles. C'est pourquoi cette thèse a été menée.

2.6 Turbines étudiées dans la thèse

La présente thèse étudie deux turbines renversées différentes. La première turbine est hypothétique et compose une microturbine (également hypothétique) d'une puissance de 240 kW. Ce moteur est étudié théoriquement dans les chapitres 3 puis 5 afin d'évaluer son efficacité. La seconde turbine étudiée est une version miniature de la première, avec une puissance de 15 kW (voir figure 2.21). Sa taille réduite a permis au laboratoire de la fabriquer et de réaliser une étude expérimentale à un prix contenu. Les résultats expérimentaux sont présentés dans le chapitre 4.



FIGURE 2.21 – Prototype de turbine utilisé pour les essais expérimentaux. La partie qui semble endommagée est en fait un enlèvement de matière volontaire afin de balancer le prototype.

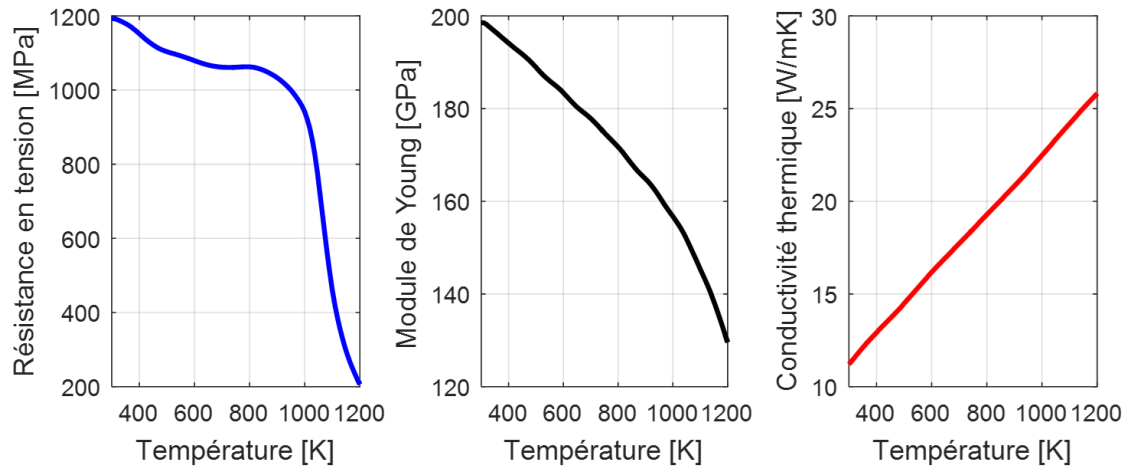


FIGURE 2.22 – Propriétés mécaniques et thermiques de l’Inconel® 718 du fournisseur *Special Metals* selon la température.

TABLE 2.3 – Densité des matériaux utilisés.

Composite (matrice BMI)	Composite (matrice polyimide)	Inconel® 718	Si ₃ N ₄
1570 kg/m ³	1350 kg/m ³	8400 kg/m ³	3440 kg/m ³

La microturbine de 240 kW est équipée d’un anneau en polyimide renforcé de fibres de carbone. Le polyimide est le polymère qui présente la plus haute température d’opération maximale recommandée sur le marché, à savoir 620 K. Les pales de la turbine sont en nitrure de silicium (Si₃N₄) et la TIT cible est 1600 K. Le moyeu de la turbine ainsi que le système de refroidissement sont faits en Inconel® 718, un superalliage de nickel dont les propriétés mécaniques sont relativement bien maintenues jusqu’à 1000 K et dont la conductivité thermique est plutôt faible pour un métal. Les propriétés de l’Inconel® 718 sont présentées dans la figure 2.22. La densité des différents matériaux est résumée dans le tableau 2.3.

La turbine miniature est équipée elle aussi de pales en Si₃N₄ mais son anneau est en bismaleimide (BMI) renforcé de fibres de carbone. Le BMI est un polymère ayant une température maximale d’opération de « seulement » 500 K mais a été choisi pour sa disponibilité immédiate sur le marché. Le moyeu et le système de refroidissement sont aussi faits en Inconel® 718 et la TIT visée par la turbine miniature est 1100 K. Les caractéristiques des deux turbines sont résumées dans le tableau 2.4.

TABLE 2.4 – Caractéristiques des deux turbines étudiées.

Turbine	miniature	taille réelle
Statut	fabriquée et testée	hypothétique
Puissance	15 kW (rotor de turbine)	240 kW (moteur)
Diamètre externe (anneau)	73 mm	~228 mm
Température d'entrée turbine	1100 K	1600 K
Matériau de la matrice de l'anneau	Bismaleimide	Polyimide
Température maximale de l'anneau	500 K	620 K
Matériau du système refroidissement	Inconel® 718	Inconel® 718
Matériau des pales de turbine	Si ₃ N ₄	Si ₃ N ₄
Matériau du moyeu	Inconel® 718	Inconel® 718
Vitesse de rotation	115 000 RPM	51 000 RPM

Chapitre 3

Comparaison des concepts

La littérature étudiée ne présente qu'un seul concept de refroidissement pour les turbines renversées. Dans ce chapitre, plusieurs concepts de refroidissement sont proposés. Des modèles thermiques et mécaniques simples sont utilisés pour évaluer les différentes pertes associées à ces concepts. L'objectif est de déterminer quelle est la solution de refroidissement qui impacte au minimum l'efficacité du moteur. Dans ce chapitre, il est considéré que l'anneau composite est en polyimide renforcé de fibres de carbone et tous les systèmes de refroidissement proposés maintiennent cet anneau à sa température maximale d'opération recommandée, c'est-à-dire 620 K.

3.1 Objectif principal du système de refroidissement

Le système de refroidissement de l'anneau composite d'une microturbine renversée est situé entre les pales de la turbine et l'anneau, comme montré dans la figure 3.1. Le rôle principal de ce système est de générer un gradient de température radial suffisant afin que l'anneau ne fonde pas. Pour générer un gradient thermique, il suffit généralement de faire circuler un flux de chaleur au travers d'un matériau plus ou moins isolant dans la direction dans laquelle on souhaite générer le gradient thermique. Dans le cas d'une configuration renversée, il suffirait donc de placer un matériau isolant entre les pales et l'anneau et de laisser circuler un certain flux de chaleur au travers de l'anneau pour contrôler sa température. Malheureusement, l'anneau composite est très isolant par rapport au reste de la turbine, au point qu'il peut être considéré comme adiabatique. Le carbone-PEEK qui a été utilisé pour les prototypes de l'Université de Sherbrooke est en effet 17 fois plus isolant que le titane Ti-6Al-4V et 32 fois plus isolant que l'Inconel® 718 par exemple. Il faut donc envisager un autre moyen de refroidissement.

Avant de chercher un concept quelconque, le problème peut être étudié d'une manière très simple en considérant que la densité de flux de chaleur q'' (W/m²) qui traverse radialement la face intérieure du système de refroidissement en est évacuée grâce à une génération de chaleur

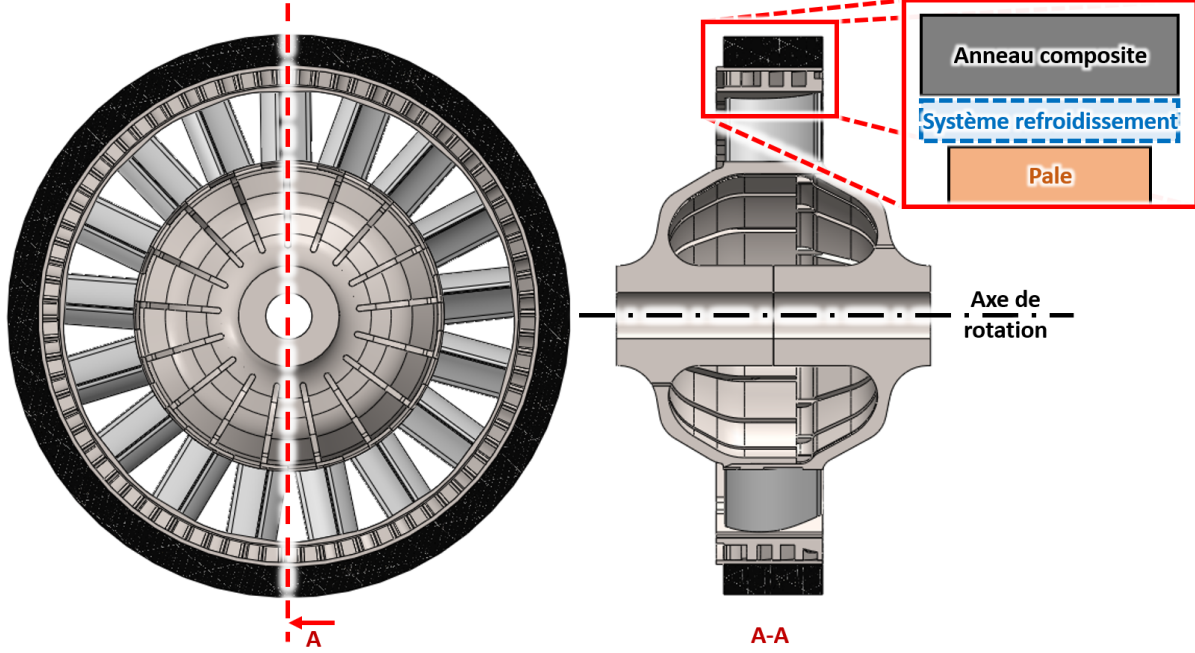


FIGURE 3.1 – Position dans la turbine et schéma simplifié du système de refroidissement. Cette géométrie de turbine est présentée par Landry *et al.* [32].

volumique négative q''' (W/m^3), comme montré sur la figure 3.2. Ceci permet de déterminer les paramètres du problème et leur impact en utilisant directement l'équation de la chaleur. Une approche par ordre de grandeur avec l'équation de la chaleur formulée en 1D en repère cartésien donne ainsi l'équation suivante :

$$\frac{d^2T}{dr^2} = \frac{q'''}{k} \Rightarrow \text{ODG} : \frac{\Delta T}{\Delta r^2} \sim \frac{q'''}{k} \rightarrow \Delta T \sim \frac{q'''}{k} \Delta r^2 \quad (3.1)$$

Considérer une condition limite adiabatique au niveau de l'anneau composite, c'est-à-dire le long de la « face extérieure » sur la figure 3.2, donne la solution suivante :

$$\text{Avec conditions limites} : \Delta T = \frac{1}{2} \frac{q'''}{k} \Delta r^2 \quad (3.2)$$

Il est alors possible de faire apparaître le volume à refroidir Vol (m^3) ainsi que le taux de chaleur à extraire \dot{Q} (W) dans la même équation :

$$q''' = \frac{\dot{Q}}{Vol} \rightarrow \Delta T = \frac{\dot{Q}}{2k Vol} \Delta r^2 \quad (3.3)$$

En considérant que ce flux volumique q''' sera en réalité obtenu en refroidissant par convection la surface S_{conv} avec un gradient thermique ($T_{fluide} - T_{paroi}$) et un coefficient de convection h , il de-

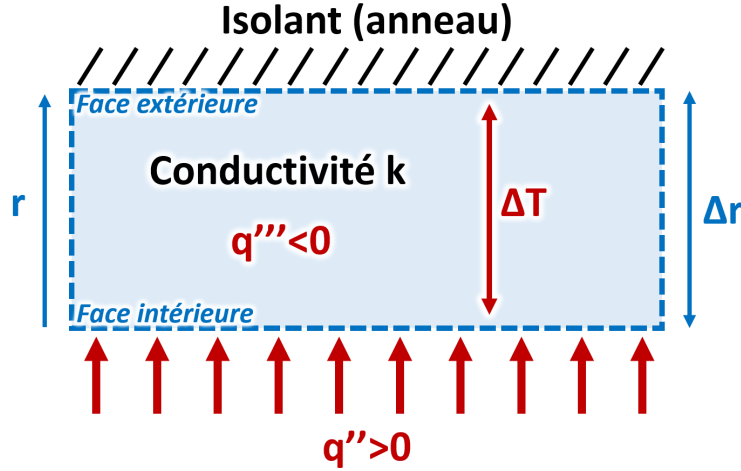


FIGURE 3.2 – Approche simplifiée pour considérer le système de refroidissement.

vient possible d'estimer le gradient de température ΔT généré dans le système de refroidissement :

$$\dot{Q} = h (T_{\text{fluide}} - T_{\text{paroi}}) S_{\text{conv}} \rightarrow \Delta T = \frac{h (T_{\text{fluide}} - T_{\text{paroi}})}{2k} \left(\frac{S_{\text{conv}}}{\text{Vol}} \right) \Delta r^2 \quad (3.4)$$

La condition d'adiabaticité utilisée dans cette estimation vient du fait que l'anneau composite peut être considéré comme adiabatique car il est très isolant par rapport au reste de la turbine. Sans assumer aucun concept, il apparaît donc déjà que le gradient thermique ΔT est proportionnel au taux de chaleur volumique extrait q''' , au carré de la hauteur du système H ainsi qu'à l'inverse de la conductivité thermique k . Dans l'équation (3.3), il apparaît aussi que le gradient thermique sera proportionnel au flux total évacué \dot{Q} et inversement proportionnel au volume de matière Vol à refroidir. Enfin, si l'on considère que le taux de chaleur volumique q''' est généré grâce à un échange par convection dans le système, l'équation (3.4) indique que le gradient thermique sera proportionnel au coefficient de convection h , à l'écart de température $T_{\text{fluide}} - T_{\text{paroi}}$ entre le fluide et les parois d'échange ainsi qu'au ratio des surfaces d'échange sur le volume de matière refroidi $S_{\text{conv}}/\text{Vol}$.

3.2 Concepts de refroidissement proposés

Cette section présente rapidement les concepts étudiés en détails plus loin dans cette thèse. Ces concepts sont résumés dans la figure 3.3. Le concept #1, composé d'ailettes simples, propose un grand ratio $S_{\text{conv}}/\text{Vol}$ en creusant directement des ailettes dans le système de refroidissement et y fait passer un flot d'air rapidement pour générer un grand coefficient h . Les concepts #3 et #4 offrent quant à eux un grand ratio $S_{\text{conv}}/\text{Vol}$ en ajoutant des ailettes de refroidissement latérales et

le concept #4 réduit la conductivité k en utilisant des couches d'isolants. Le concept #5 propose l'utilisation de canaux de petites tailles ce qui apporte un grand ratio S_{conv}/Vol et surtout un flux d'air dirigé radialement ce qui permet de conserver un bon gradient $T_{fluide} - T_{paroi}$. Le concept #2 propose une approche différente, en générant la totalité du gradient thermique dans la pale et en simplifiant complètement la forme du système de refroidissement. Les concepts #6, #7 et #8 sont quant à eux présentés à plus haut niveau et présentent des approches nettement différentes. Les concepts #6 et #7 utilisent un cycle thermodynamique ou paramagnétique alors que le concept #8 utilise la centrifugation d'un fluide pour empêcher la conduction de chaleur vers l'anneau composite.

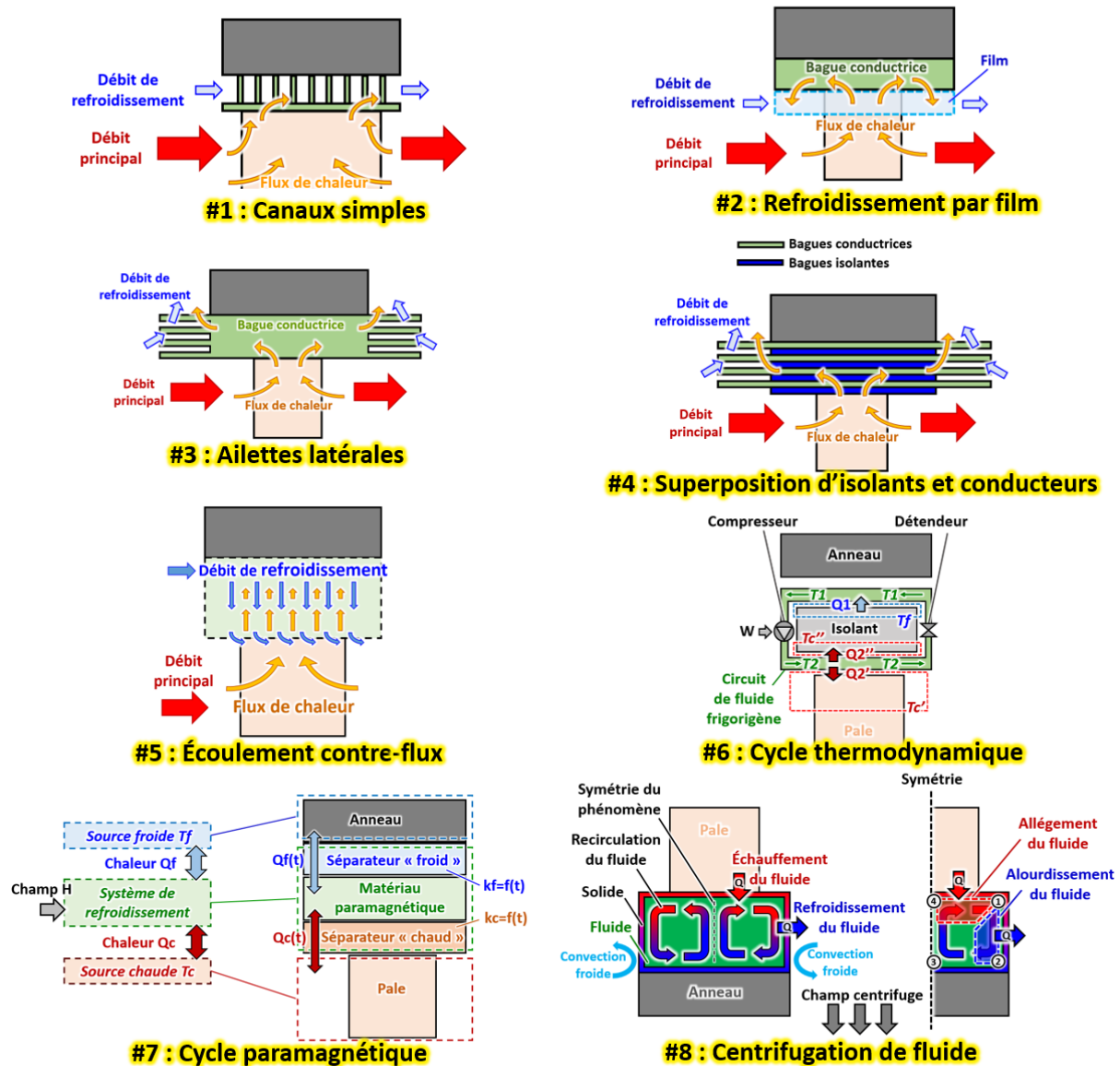


FIGURE 3.3 – Résumé des huit concepts proposés dans ce chapitre.

3.3 Méthode d'évaluation des concepts

La section suivante propose et évalue quatre concepts différents qui à priori semblent réalisables et quatre autres qui sont irréalisables pour différentes considérations. Comme expliqué précédemment, le concept #1 utilise des canaux creusés dans la bague de refroidissement. Le concept #2 propose de générer le gradient thermique uniquement dans la pale de turbine et d'utiliser la face interne de la bague comme surface d'échange pour évacuer la chaleur. Les concepts #3 et #4 utilisent des ailettes latérales pour évacuer la chaleur et le concept #5 propose d'injecter l'air frais radialement en direction de l'axe de rotation. Les concepts #6 et #7 utilisent des cycles thermodynamique et paramagnétique alors que le concept #8 exploite la centrifugation d'un fluide pour protéger l'anneau composite.

Les concepts réalisables possèdent des caractéristiques communes : ils consomment une certaine quantité d'air, ils entraînent des fuites de chaleur de la turbine et ils présentent un certain poids. Le débit d'air consommé va entraîner une perte d'efficacité du moteur car c'est le compresseur qui devra fournir le travail nécessaire à générer ce débit. Les fuites de chaleur vont quant à elles réduire le rendement isentropique de la turbine, ce qui va réduire l'efficacité de cycle du moteur. Enfin, le poids du système va générer une contrainte supplémentaire à l'intérieur de l'anneau composite qui devra être plus épais pour supporter cette pression interne plus grande. La plus grande taille de l'anneau engendrera de plus grandes pertes par friction aérodynamique. Les concepts irréalisables sont quant eux tout de même étudiés, au cas où les matériaux exotiques dont ils ont besoin pour fonctionner verraient le jour dans les années à venir.

Afin de pouvoir comparer les concepts entre eux, la géométrie de turbine utilisée est la même que Kochrad *et al.* [1]. Ces dimensions correspondent à un moteur de 240 kW utilisant une TIT de 1600 K avec un ratio de pression de 3,4 :1. Dans cette étude, il est décidé de ne pas utiliser une TIT supérieure à 1600 K afin d'éviter toute incertitude quant à l'oxydation des pales en céramique. Mais ce n'est pas une limite absolue et il pourrait être envisagé de viser une plus grande TIT ultérieurement si besoin.

3.3.1 Calcul de l'efficacité du cycle de Brayton considéré

Pour connaître l'impact de chacune de ces pertes sur l'efficacité de la turbomachine, un modèle de cycle de Brayton récupéré a été réalisé par l'auteur en se basant sur un modèle proposé dans la littérature [4]. Ce « modèle de cycle avec pertes » évalue le travail spécifique fourni par le compresseur et rendu à la turbine selon leur ratio de pression ainsi que leurs températures en entrée et sortie. Le reste des températures du système est déduit de l'efficacité de l'échangeur de chaleur et la consommation de carburant nécessaire pour atteindre la TIT est alors évaluée. Enfin, l'efficacité de cycle est calculée grâce à la consommation de carburant et le travail fourni par la turbine sont

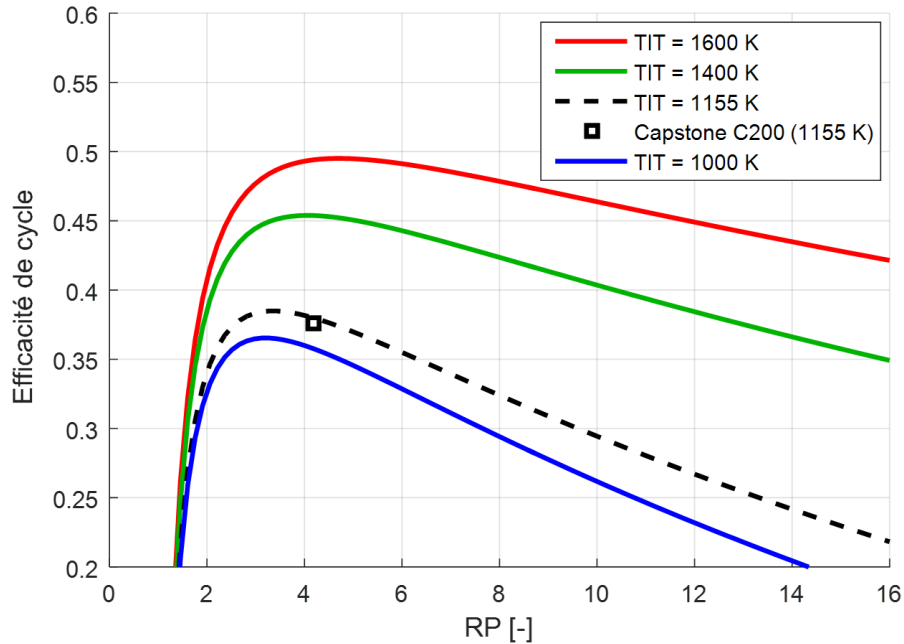


FIGURE 3.4 – Efficacité de cycle selon la TIT obtenue avec le modèle de cycle, incluant les rendements de composants du C200.

TABLE 3.1 – Rendements des composants du C200 de Capstone selon Kochrad *et al.* [1].

Compresseur	Turbine	Mécanique	Combustion	Échangeur de chaleur
80,7%	86,7%	99,0%	99,0%	91,0%

connus. Le modèle est détaillé en annexe A.1. Les résultats du modèle sont présentés dans la figure 3.4, avec les rendements de composants du Capstone C200 tels que décrits par Kochrad *et al.* [1] et présentés dans le tableau 3.1. Le modèle surestime de seulement +1% (+0,4 point) l'efficacité de cycle annoncée par Capstone pour le C200, avec 38,0% au lieu des 37,6% annoncés. Il sera donc utilisé pour la comparaison du coût en efficacité des concepts. L'impact des différentes pertes présentées dans ce chapitre est évalué avec ce modèle de cycle.

3.3.2 Impact du débit de refroidissement consommé

Le débit de refroidissement est considéré comme venant du compresseur. La perte associée à cette ressource correspond à la puissance mécanique dépensée par le compresseur pour comprimer ce débit. Le modèle considère donc que le compresseur comprime le débit principal plus le débit de refroidissement. Pour comprimer un certain débit, la puissance nécessaire est décrite par l'équation suivante :

TABLE 3.2 – Avantages d'un éventuel compresseur annexe pour le refroidissement.

Prélèvement	RP	Travail dépensé [kJ/kg]	T° air prélevé [K]
Compresseur principal	3,4	149,4	437
Compresseur annexe	2 (-41%)	78,2 (-48%)	366 (-16%)
Compresseur annexe	1,5 (-56%)	43,8 (-71%)	332 (-24%)

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} * c_{p\ air} \frac{T_{01}}{\eta_{comp}} \left(RP^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (3.5)$$

où T_{01} est la température totale de l'air en entrée du compresseur. Ainsi, pour un moteur de 240 kW avec $TIT = 1600$ K et $RP = 3,4 : 1$, un débit de refroidissement équivalent à 1% du débit total (10,5 g/s) amène une perte d'efficacité mécanique de -0,30 point (-0,62%) selon le modèle de cycle avec pertes. Si le débit de refroidissement ne nécessite pas d'être à la pression que fournit le compresseur, il peut être intéressant d'utiliser un compresseur annexe ayant un plus petit ratio de pression. Cela apporte deux avantages : le travail effectué sur le débit de refroidissement est plus faible et la température du débit comprimé est plus faible. Le tableau 3.2 résume le gain sur le travail et la température d'un débit qui serait prélevé en sortie d'un compresseur annexe pour différents ratios de pression, dans des conditions standards et avec $\eta_{compresseur} = 80,7\%$ comme présenté par Kochrad *et al.* [1].

Le modèle utilisé pour calculer les pertes considère un compresseur annexe dès que la pression d'alimentation du système de refroidissement est plus faible que la pression de sortie du compresseur du moteur. L'air qui refroidit la cavité dans laquelle tourne l'anneau composite ne nécessite pas d'être à haute pression par exemple, car il est considéré que les joints d'étanchéité jouent leur rôle entre le débit d'air de refroidissement et la cavité. Pour tous les calculs, il est considéré que ce compresseur annexe présente le même rendement que le compresseur principal (80,7%) et qu'il est entraîné mécaniquement par l'arbre de la microturbine. Dans le chapitre 5, l'impact négatif de maintenir la cavité à haute pression est démontré.

3.3.3 Impact des pertes par friction aérodynamique

Le système de refroidissement peut augmenter les pertes par friction aérodynamique de deux manières : en augmentant la taille de l'anneau composite et en ajoutant des surfaces d'échange thermique qui vont être en contact avec de l'air à haute vitesse. Ainsi, pour un moteur de 240 kW avec $TIT = 1600$ K et $RP = 3,4 : 1$, une friction aérodynamique équivalente à 1% de la puissance du moteur (2,5 kW) amène une perte d'efficacité de -0,49 point (-1,0%) selon le modèle de cycle avec pertes.

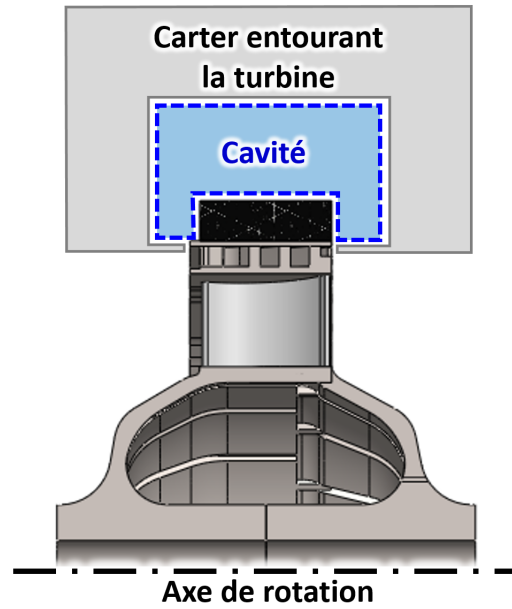


FIGURE 3.5 – Position de la cavité par rapport à la turbine.

Afin d'évacuer cette chaleur générée par friction, un certain débit d'air est envoyé dans la cavité qui entoure l'anneau composite. Cette cavité est présentée dans la figure 3.5. Comme la cavité n'est pas à haute pression, il est considéré que ce débit provient d'un petit compresseur annexe à faible ratio de pression qui agit comme un ventilateur. Le travail à fournir pour comprimer ce débit secondaire de refroidissement est pris en compte dans tous les calculs et il est intégré dans les pertes par friction aérodynamique.

Il est à noter que la température dans la cavité doit rester nettement inférieure à la température maximum de l'anneau composite. À ces vitesses de rotation, la température « vue » par la paroi de l'anneau lors de l'échange convectif est la température adiabatique de paroi T_{aw} [35], qui équivaut à la température statique de l'environnement plus une fraction importante de la température dynamique d'un point de vue de la paroi tournante :

$$T_{aw} = T_{cavité} + F_r \frac{V_{paroi}^2}{2c_p} \quad \rightarrow \quad (T_{cavité})_{max} = (T_{anneau})_{max} - F_r \frac{V_{paroi}^2}{2c_p} \quad (3.6)$$

Cette fraction F_r s'appelle le facteur de recouvrement et vaut généralement $\sim 0,9$ [35]. Ainsi, pour maintenir l'anneau composite en dessous de $T_{aw} = 620$ K lorsque celui-ci tourne à une vitesse tangentielle de 520 m/s, il faudra que l'air de la cavité ne dépasse pas ~ 500 K. Le débit nécessaire à évacuer la friction aérodynamique est donc calculé grâce à la relation ci-dessous :

$$\dot{m}_{cavité} = \frac{\dot{Q}_{friction}}{c_p ((T_{cavité})_{max} - (T_{cavité})_{entrée})} \quad (3.7)$$

Il apparait clairement que pour limiter ce débit, il faut réduire au maximum la température d'entrée de l'air dans la cavité, donc limiter la pression à laquelle il y est injecté. Il serait aussi intéressant de refroidir ce débit avant de l'injecter dans la cavité mais cette solution n'est pas envisagée afin de limiter la complexité du refroidissement de la cavité.

3.3.4 Détermination de la taille de l'anneau composite

En supposant l'anneau comme isotrope, la contrainte tangentielle dans l'anneau composite peut être évaluée selon Bazergui *et al.* [36] grâce à l'équation suivante :

$$\sigma_{\theta}(r) = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r_{ext}^2 \left[\left(\frac{r_{int}}{r_{ext}} \right)^2 + 1 - \left(\frac{1+3\nu}{3+\nu} \right) \left(\frac{r}{r_{ext}} \right)^2 + \left(\frac{r_{int}}{r} \right)^2 \right] + P_i \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2 - r_{int}^2} \left(1 + \left(\frac{r_{ext}}{r} \right)^2 \right) \quad (3.8)$$

avec σ_{θ} la contrainte tangentielle, ν le coefficient de Poisson, ρ la densité, ω la vitesse de rotation, r_{int} et r_{ext} les rayons interne et externe de l'anneau et P_i la pression imposée sur la surface interne de l'anneau. Pour mieux saisir l'impact de chacun des paramètres, une nouvelle variable est proposée : la finesse « f » de l'anneau, qui est le ratio entre son rayon interne et son épaisseur radiale. Il est démontré en annexe A.2 que l'équation suivante peut être approximée à $\pm 15\%$ par l'équation (3.9) en assumant un coefficient de Poisson $\nu = 0,3$, ce qui permet de mieux saisir l'impact de chaque facteur :

$$\hat{\sigma}_{\theta} = 1,3 * \rho V_{\theta int}^2 + f * P_i \quad \text{pour } 3,8 < f < 16,2 \quad \text{avec } f = \frac{r_{int}}{r_{ext} - r_{int}} \quad (3.9)$$

où $V_{\theta int}$ est la vitesse tangentielle au rayon interne de l'anneau et f la finesse de l'anneau. D'après l'équation (3.9), un système de refroidissement plus lourd apportera une plus grande pression interne dans l'anneau P_i , ce qui imposera une finesse plus petite et donc une épaisseur plus grande de celui-ci. De plus, un système de refroidissement plus volumineux augmentera la vitesse tangentielle de l'anneau, donc la contrainte tangentielle. Globalement, l'épaisseur de l'anneau doit évoluer linéairement avec la pression interne et augmenter aussi lorsque la vitesse tangentielle augmente afin de conserver une contrainte tangentielle constante. Pour l'évaluation des pertes liées à chaque concept de refroidissement, c'est l'équation (3.8) qui est utilisée pour déterminer l'épaisseur nécessaire de l'anneau, selon la pression interne et sa vitesse tangentielle. L'équation (3.9) n'a été développée que pour apprécier l'impact des différentes variables.

La pression interne de l'anneau composite est évaluée en considérant que le système de refroidissement et les pales de turbine subissent une accélération centrifuge, grâce à la relation suivante :

$$\Delta\sigma_{r_1 \rightarrow r_2} = \rho\omega^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) \approx \rho g_1 (r_2 - r_1) \quad \text{avec } g_1 = \omega^2 r_1 \quad (3.10)$$

avec r_1 et r_2 les rayons interne et externe du composant étudié. Il est considéré que le système de refroidissement ne retient pas son déplacement, c'est-à-dire que toute sa charge radiale est reprise par l'anneau. De plus, une pression de 80 MPa est considérée sous la base de la pale de turbine, afin de représenter l'appui du moyeu sur celle-ci. Cette valeur de pression a été observée régulièrement dans les analyses mécaniques. Enfin, il est considéré que la pression radiale est distribuée uniformément sur l'anneau par le système de refroidissement. Par exemple, si la contrainte radiale en haut de la pale vaut 300 MPa et que la pale représente 10% de la surface interne du système de refroidissement, alors il est considéré que la surface interne du système est soumise à une pression uniforme de 30 MPa et l'épaisseur de l'anneau composite sera ajustée en conséquence afin d'y résister.

3.3.5 Détermination des pertes par friction liées à l'anneau composite

Une fois que les dimensions de l'anneau sont disponibles, il est possible de déterminer les pertes par friction aérodynamique. Ces pertes sont dues aux forces aérodynamiques qui s'appliquent sur la périphérie de l'anneau. Il est considéré que les pertes de l'anneau équivalent à la somme des pertes sur les surfaces latérales et la surface externe de l'anneau. Les surfaces latérales forment deux disques et la surface externe forme un cylindre. La relation utilisée pour un cylindre caréné est la suivante [37] :

$$P_{cylindre} = C_m \frac{1}{2} \rho \omega^3 r_{ext}^4 L \quad (3.11)$$

$$\text{avec } C_m = 10G^{0,3} Re_\phi^{-1} \quad \text{pour } Re_\phi < 64, \quad (3.12)$$

$$C_m = 2G^{0,3} Re_\phi^{-0,6} \quad \text{pour } 64 < Re_\phi < 500 \quad \text{et } G > 0,07 \quad (3.13)$$

$$C_m = 1,03G^{0,3} Re_\phi^{-0,5} \quad \text{pour } 500 < Re_\phi < 10^4, \quad (3.14)$$

$$C_m = 0,065G^{0,3} Re_\phi^{-0,2} \quad Re_\phi > 10^4, \quad (3.15)$$

$$\text{avec } Re_\phi = \frac{\rho \omega r_{int} (r_{ext} - r_{int})}{\mu} \quad \text{et } G = \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{int}} \right) \quad (3.16)$$

avec P la puissance dissipée, C_m le coefficient de moment, ρ la densité du fluide environnant, ω la vitesse de rotation, r ou a le rayon du cylindre, L sa longueur, Re_ϕ le nombre de Reynolds et b le rayon de la cavité entourant le cylindre. Pour les deux côtés de l'anneau, cette relation pour un disque caréné est utilisée [37] :

$$P_{disque} = C_m \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_{ext}^5 \quad (3.17)$$

$$\text{avec } C_m = \pi G^{-1} Re_\phi^{-1} \quad \text{pour le régime \#1,} \quad (3.18)$$

$$C_m = 1,85 G^{0,1} Re_\phi^{-0,5} \quad \text{pour le régime \#2,} \quad (3.19)$$

$$C_m = 0,040 G^{-0,167} Re_\phi^{-0,25} \quad \text{pour le régime \#3,} \quad (3.20)$$

$$C_m = 0,051 G^{0,1} Re_\phi^{-0,2} \quad \text{pour le régime \#4} \quad (3.21)$$

Les régimes en question dépendent du nombre de Reynolds et de l'écart G entre le disque et la paroi. Un écart de 2% est assumé, ce qui signifie que seront considérés le régime 1 pour $Re < 1,5 \times 10^4$, le régime 3 pour $Re > 8 \times 10^4$ et sinon le régime 2 comme l'indique la figure 3.6. Comme effectué par Kochrad *et al.* [1], la puissance dissipée sur les surfaces latérales de l'anneau est considérée égale à la puissance dissipée par un disque de rayon équivalent au rayon externe de l'anneau, moins la puissance dissipée par un disque de rayon équivalent au rayon interne de l'anneau, ce qui donne l'équation ci-dessous :

$$P_{anneau} = C_m \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_{ext}^5 - r_{int}^5) \quad (3.22)$$

Si le système de refroidissement a la forme d'un anneau, c'est cette même relation (3.22) qui est utilisée pour déterminer les pertes par friction de chacune de ces surfaces. Il est souligné dans la littérature que la rugosité peut avoir un impact important sur ces pertes [38]. Ainsi, pour une turbine en configuration renversée comme celle étudiée ici, une comparaison avec les données expérimentales montre que les pertes réelles peuvent être jusqu'à 35% plus grandes que les prévisions par relations empiriques [39]. Pour la comparaison des concepts, c'est la valeur prédite par les relations empiriques qui est utilisée partout car la rugosité des composants est considérée comme faible. L'impact sur l'efficacité moteur de cette éventuelle augmentation de 35% des pertes par friction est toutefois évalué à la fin de ce chapitre ainsi que pour l'évaluation de l'efficacité moteur dans le chapitre 5.

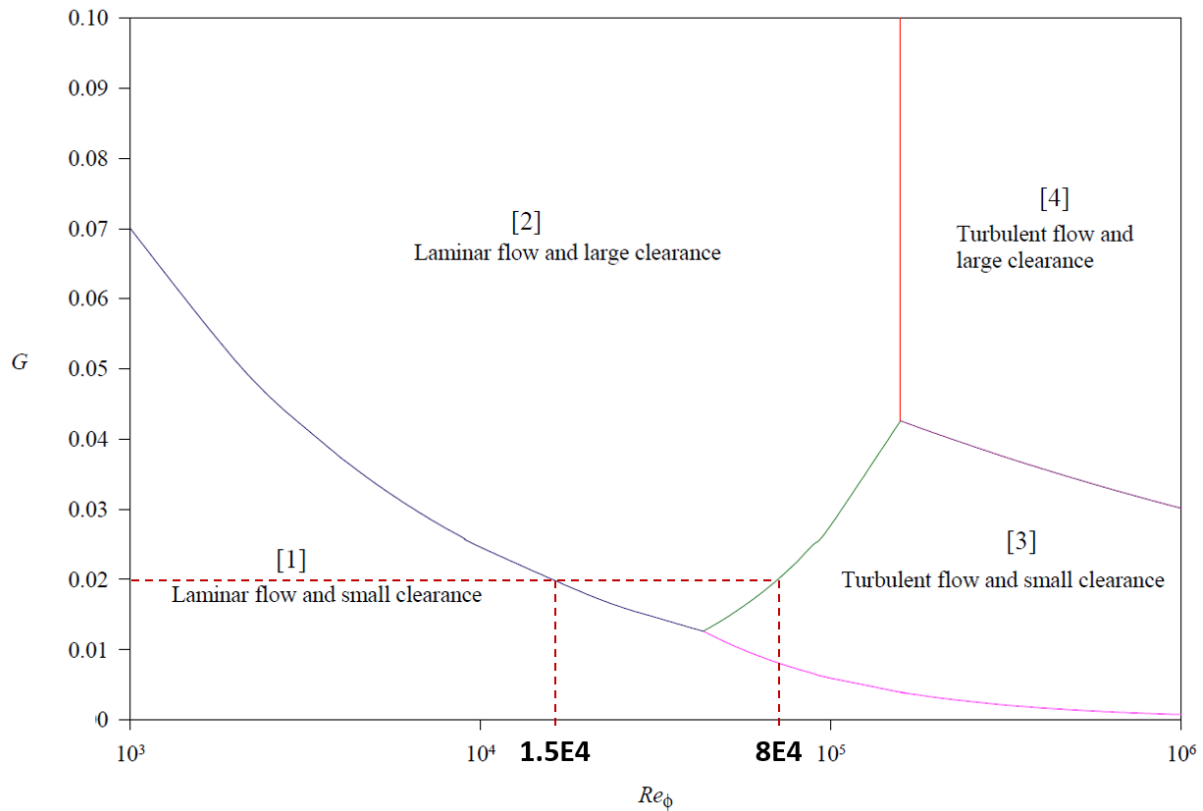


FIGURE 3.6 – Régime d'écoulement autour d'un disque caréné selon le nombre de Reynolds et l'écart entre la paroi et le disque [37]. L'espace séparant le disque et le carénage est considéré constant et équivalent à 2% du rayon du disque.

3.3.6 Pertes par friction attribuées aux surfaces d'échanges thermiques

Plusieurs concepts proposés utilisent des ailettes « latérales », comme présenté plus loin dans ce chapitre. Ces surfaces permettent d'évacuer de la chaleur en étant soumises à de l'air à haute vitesse mais elles entraînent de la friction aérodynamique. Afin d'étudier ces concepts de manière générale, c'est-à-dire déterminer les pertes par friction sans avoir à décider d'une forme d'ailettes latérales particulière, il est possible d'utiliser l'analogie de Reynolds modifiée :

$$C_f \frac{Re_L}{2} = Nu_L Pr^{-1/3} \quad (3.23)$$

avec C_f le coefficient de friction, Re_L le nombre de Reynolds, Nu_L le nombre de Nusselt et Pr le nombre de Prandtl. Il est démontré dans l'annexe A.3 que l'analogie de Reynolds modifiée permet de relier la puissance dissipée par friction par une surface de géométrie quelconque à la conductance thermique $h * S$ de cette même surface, c'est-à-dire le produit de sa superficie et de son coefficient de convection. L'analogie devient alors la relation suivante, indépendamment de la géométrie de la surface et du régime d'écoulement :

$$P_{friction} = (hS) \frac{\mu}{k} V^2 Pr^{-1/3} \quad (3.24)$$

avec $P_{friction}$ les pertes par friction, h le coefficient de convection, S la surface d'échange et V la vitesse de l'écoulement parallèle à la paroi. Cette relation permet de déduire directement les pertes par friction aérodynamique d'un concept de refroidissement en ne connaissant que la conductance thermique $h * S$ nécessaire de ces surfaces d'échanges ainsi que les propriétés de l'écoulement d'air.

Utilisation d'un gaz différent de l'air pour la cavité

Il est possible de réduire les pertes par friction aérodynamique en remplissant la cavité qui entoure le prototype avec un gaz dont les propriétés sont différentes de celles de l'air. Les relations (3.11) et (3.17) qui définissent la puissance dissipée par les faces de l'anneau composite peuvent être reformulées comme ci-dessous si la géométrie et les conditions d'opération de la turbine sont constantes :

$$P_{anneau\ composite} \propto \rho \left(\frac{\mu}{\rho} \right)^n \quad (3.25)$$

avec n qui varie entre 0,2 et 1 selon le régime d'écoulement autour de l'anneau. Ainsi dans le régime pour lequel $n = 0,2$, la puissance dissipée est presque proportionnelle à la densité du fluide et faiblement liée à sa viscosité. Dans le régime pour lequel $n = 1$, la puissance dissipée est proportionnelle à la viscosité du fluide seulement. Le tableau 3.3 résume les propriétés physiques pour certains gaz communs, légers ou bien qui pourraient potentiellement être utilisés comme carburant.

TABLE 3.3 – Propriétés de certains gaz relativement à l'air ($T = 100^\circ\text{C}$) et impact sur la puissance dissipée par friction par l'anneau composite.

Gaz	Masse vol. ρ	Viscosité dynamique μ	$\Delta P_{\text{anneau}} (n = 0,2/n = 1)$
Air	0%	0%	0% / 0%
Dihydrogène H_2	-93%	-52%	-90% / -52%
Hélium He	-87%	+11%	-80% / +11%
Méthane CH_4	-45%	-38%	-43% / -38%
Diazote N_2	-3%	-4%	-3% / -4%
Dioxygène O_2	+11%	+12%	+11% / +12%
Dioxyde de carbone CO_2	+52%	-16%	+35% / -16%

Les valeurs dans le tableau sont exprimées relativement à l'air et cette même table résume aussi la variation de puissance dissipée par friction par l'anneau. La variation de puissance liée à l'anneau est exprimée avec deux valeurs, une pour $n = 1$ et l'autre pour $n = 0,2$ (voir équation (3.25)), ce qui donne un aperçu de la variation sur toutes les plages de régimes d'écoulement possibles autour de l'anneau composite. Remplir la cavité de dihydrogène permettrait de réduire la friction par un facteur 2 à 10 selon le régime d'écoulement autour de l'anneau. Utiliser du méthane réduirait la friction d'environ -40%. Avec de l'hélium, la friction pourrait être réduite d'un facteur 5 à condition que le régime d'écoulement soit celui pour lequel $n = 0,2$ (voir équation (3.25)). Afin de ne pas complexifier d'avantage le système de refroidissement, il est considéré que la cavité est simplement remplie d'air.

Parmi les concepts de refroidissement proposés dans la suite de ce chapitre, deux d'entre eux utilisent des ailettes de refroidissement positionnées sur les côtés du système. De telles ailettes entraînent de la friction aérodynamique mais elles doivent surtout maintenir un certain niveau d'échange thermique. Il est possible de reformuler la relation (3.24) qui exprime la puissance mécanique dissipée selon la conductance thermique des ailettes latérales si la géométrie, les conditions d'opération de la turbine et la conductance sont constantes :

$$P_{\text{ailettes}} \propto \frac{\mu}{k} Pr^{-1/3} \quad (3.26)$$

Le tableau 3.4 présente les propriétés qui impactent la friction générée par les ailettes latérales ainsi que la variation de cette puissance. Malgré le fait que les relations (3.25) et (3.26) soient différentes, les gaz qui réduisent le plus la friction sont encore le dihydrogène, l'hélium et le méthane avec une réduction d'un facteur 14, 5 et environ 2 respectivement. Toujours pour ne pas complexifier d'avantage le système de refroidissement, il est considéré que la cavité est simplement remplie d'air.

TABLE 3.4 – Propriétés de certains gaz relativement à l'air ($T = 100^\circ\text{C}$) et impact sur la puissance dissipée par friction sur les ailettes latérales.

Gaz	Viscosité μ	Conductivité k	Prandtl	$\Delta P_{\text{anneau}} (n = 0,2/n = 1)$	$\Delta P_{\text{ailettes}}$
Air	0%	0%	0%	0% / 0%	0%
H_2	-52%	+577%	+1%	-90% / -52%	-93%
H_e	+11%	+504%	-5%	-80% / +11%	-81%
CH_4	-38%	+46%	+2%	-43% / -38%	-58%
N_2	-4%	0%	-1%	-3% / -4%	-4%
O_2	+12%	+5%	-1%	+11% / +12%	+7%
CO_2	-16%	-27%	+5%	+35% / -16%	+14%

3.3.7 Impact des pertes de chaleur dans le système de refroidissement

Lors de leur passage dans la turbine, les gaz chauds libèrent de la chaleur en direction du système de refroidissement. Plus le système de refroidissement sera froid, plus les gaz vont libérer de la chaleur et ainsi réduire la température du gaz en sortie de la turbine. Dans le cas d'une turbine récupérée comme celle étudiée dans cette thèse, cette baisse de température impacte la quantité de chaleur récupérée par l'échangeur de chaleur, ce qui réduit l'efficacité de cycle. Il est démontré dans la littérature [40] qu'en considérant que la perte de chaleur infinitésimale δq (J/kg) est une fraction constante de la variation d'enthalpie infinitésimale dh (J/kg), c'est-à-dire que $\delta q = K * dh$, alors les deux premiers principes de la thermodynamique mènent à la relation

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma(1-K)}} \quad (3.27)$$

où T_4/T_3 est le ratio de température dans la turbine, P_4/P_3 est le ratio de pression et γ est le ratio des capacités thermiques. Il est alors possible de déduire le travail $-w$ (J/kg) fourni à la turbine par le gaz grâce à la chaleur perdue $-q$ (J/kg) et les relations suivantes :

$$\Delta h = w + q \quad \text{avec} \quad \Delta h = c_p \Delta T \quad \text{et} \quad q = K * \Delta h \quad \Rightarrow \quad w = (1 - K) c_p \Delta T \quad (3.28)$$

où Δh (J/kg) et ΔT (K) sont la variation totale d'enthalpie et de température dans la turbine. Ceci est un développement approximatif puisqu'une hypothèse de proportionnalité est faite entre δq et δh . Comme il est nécessaire de connaître K pour déterminer ΔT (relation (3.27)) et ΔT pour déterminer K puisque $K = q/c_p \Delta T$, le calcul des différentes variables est effectué itérativement dans le modèle de cycle avec pertes. Si la perte de chaleur représente 1% du travail de la turbine, alors un moteur avec un ratio de pression de 3,4 : 1 avec TIT = 1600 K verra son efficacité de cycle

baisser de -0,51 point (-1,1%) selon le modèle de cycle avec pertes.

3.4 Concepts de refroidissement proposés et résultats

Dans cette section, différents concepts de refroidissement sont proposés. Parmi eux, quatre concepts sont réalisables et les résultats de chacun sont discutés plus loin dans le chapitre. Plusieurs autres concepts sont proposés mais sont impossibles à appliquer dans la microturbine étudiée ou bien nécessitent un travail plus approfondi. Ces concepts inachevés sont tout de même présentés ainsi que les investigations et conditions nécessaires à leur éventuel fonctionnement. Comme les microturbines nécessitent des systèmes de refroidissement qui sont peu coûteux, il est considéré que les pales doivent rester de simples blocs de céramique. Donc aucun concept de refroidissement ne considère l'utilisation de fluide traversant la pale par exemple. De plus, comme l'objectif est de refroidir la microturbine pour de longues périodes, aucun concept ne considère l'utilisation de matériau à changement de phase qui serait immobile puisque ce genre de solution ne permet que de retarder le transfert de chaleur.

Les concepts proposés dans ce chapitre ne représentent pas une liste exhaustive des solutions réalisables mais plutôt une première approche de sélection. D'autres approches, comme l'utilisation de modules de Peltier ou bien de liquides par exemple, restent à exploiter. L'utilisation d'eau est discutée dans la section décrivant le concept #1.

3.4.1 Turbine et conditions d'écoulement de référence

Les concepts présentés dans cette section sont tous implémentés virtuellement sur un même moteur de 240 kW fonctionnant avec $TIT = 1600\text{ K}$ et avec une turbine axiale. Afin de déterminer les coefficients de convection sur les surfaces en contact avec l'écoulement principal (chaud), les corrélations utilisées se basent sur les propriétés aérothermodynamiques de cet écoulement. Les propriétés proviennent de calculs effectués par des membres du laboratoire de recherche et sont résumées dans le tableau 3.5. La détermination de cet écoulement sort du cadre de cette thèse et n'est donc pas discuté.

TABLE 3.5 – Conditions théoriques de l'écoulement principal dans la microturbine de 240 kW.

	Totales	Sortie stator	Entrée rotor	Sortie rotor	Entrée diffuseur
Repère considéré	Fixe	Fixe	Tournant	Tournant	Fixe
Angle [°]	-	+76	+53	-60	-15
Pression [kPa]	340	195	195	96	96
Température [K]	1600	1403	1403	1223	1223
Vitesse [m/s]	0	696	287	607	313
Mach [-]	0	0,955	0,393	0,891	0,460

3.4.2 Concept #1 : canaux simples

Ce concept de refroidissement est le même que celui proposé dans la littérature pour les microturbines renversées. De l'air circule dans des canaux et traverse le système de refroidissement axialement ou avec un certain angle. La convection le long de la surface des ailettes génère ainsi un gradient de température radial, comme montré dans la figure 3.7. Le flux de chaleur part donc des gaz chauds, traverse la surface des pales puis passe au travers de leur base radialement pour monter en direction de l'anneau composite. Enfin, le flux de chaleur est dissipé par convection dans les gaz frais, puisque l'anneau composite est trop isolant pour continuer à conduire le flux de chaleur radialement.

Pour modéliser ce concept, les hypothèses suivantes sont avancées :

- la hauteur du système de refroidissement est faible face aux rayons des composants, donc le système est considéré cartésien mais la variable « rayon » reste utilisée ;
- le flux de chaleur par conduction est uniquement radial et puisque la surface de passage du

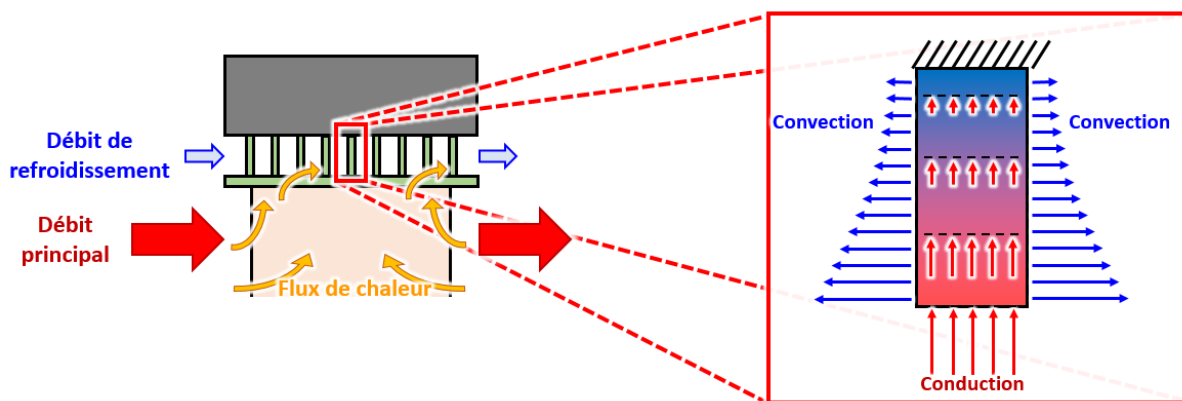


FIGURE 3.7 – Circulation des fluides et de la chaleur dans la turbine (gauche) et détail des transfert de chaleur dans une ailette (droite).

flux de chaleur est constante à cause de l'hypothèse de repère cartésien, alors le problème est abordé en considérant directement la densité de flux de chaleur (W/m^2) comme étant constante ;

- la densité de flux de chaleur dans le haut des pales de turbines et à la base des ailettes de refroidissement est égale et répartie uniformément (voir figure 3.8), donc les résistances latérales sont négligées ;
- tous les paramètres sont uniformes et indépendants de la température : températures des gaz chauds et froids, conductivités thermiques des solides et fluides ;
- les pales de turbine et les ailettes sont considérées comme des éléments 1D et isolées par leur bout à cause d'une symétrie thermique avec le moyeu pour les pales, ou bien avec l'anneau qui est très isolant pour les ailettes.

L'hypothèse de conduction uniquement radiale néglige le flux évacué tangentiellement et axialement. Le flux radial est donc surestimé, ce qui fait que l'évaluation de la température de l'anneau composite est probablement surestimée aussi.

Ces hypothèses permettent d'établir le réseau de résistances thermiques présenté dans la figure 3.8. Il est alors possible de déterminer la température de l'anneau en fonction des paramètres géométriques et physiques grâce aux relations suivantes :

$$q'' = \frac{T_1 - T_2}{R''_{12}} = \frac{T_2 - T_3}{R''_{23}} = \frac{T_3 - T_4}{R''_{34}} = \frac{T_1 - T_4}{R''_{12} + R''_{23} + R''_{34}} \quad (3.29)$$

$$\text{avec } R''_{12} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{pales}} \quad R''_{23} = \left(\frac{e}{k} \right)_{\text{bague}} \quad R''_{34} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{ailettes}} \quad (3.30)$$

$$\text{et } \varepsilon = \sqrt{\frac{2k}{eh}} \tanh(mL) \quad m = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \quad \theta = \frac{T_5 - T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\cosh(mL)} \quad (3.31)$$

avec q'' la densité de flux de chaleur, h le coefficient de convection, ε l'efficacité de pale ou d'ailette, $(e)_{\text{bague}}$ l'épaisseur de la bague, e l'épaisseur de l'ailette, k la conductivité et m le coefficient d'ailette. Dans cette thèse, le mot « efficacité » est utilisé pour traduire le mot anglais *effectiveness* qui désigne le ratio des résistances thermiques de la base et de l'ailette. La définition de l'efficacité d'ailette (3.31) correspond à une ailette isolée à son bout pour représenter la très faible conductivité de l'anneau. Dans les équations, la forme simplifiée du coefficient d'ailette m vient du fait que la profondeur W de l'ailette est considérée très grande par rapport à son épaisseur e :

$$m^2 = \frac{h * \text{périmètre}}{k * \text{section}} = \frac{h * (2e + 2W)}{k * (e * W)} = \frac{2h * (e/W + 1)}{k * e} \approx \frac{2h}{k * e} \quad (3.32)$$

Quelle que soit la hauteur du système, le calcul du nombre de Reynolds indique que l'écoulement est toujours turbulent ($Re_D > 10^4$). Le coefficient de convection h a donc été évalué avec une

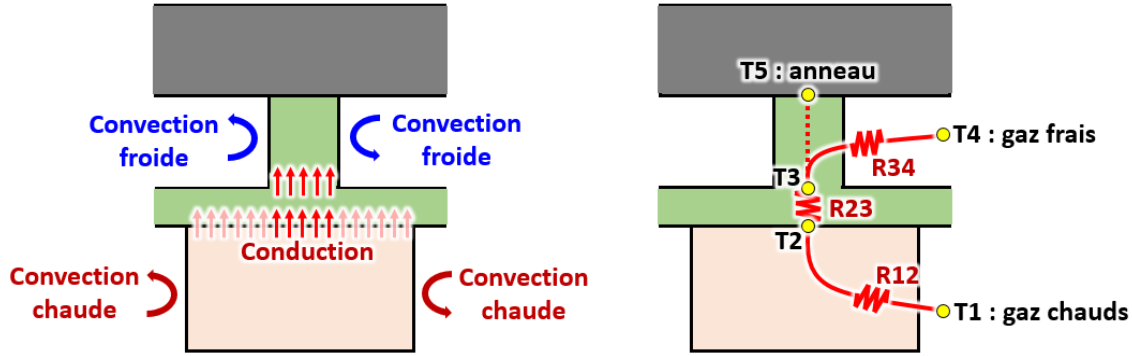


FIGURE 3.8 – Modes de transferts de chaleur et réseau de résistance considérés.

relation pour écoulement turbulent, forcé et établi :

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (3.33)$$

Ce concept génère des pertes d'efficacité moteur car il consomme un certain débit d'air frais prélevé au compresseur. Il nécessite aussi d'avoir une certaine épaisseur et un certain poids, ce qui va agrandir l'anneau composite et augmenter les pertes par friction aérodynamique. Enfin, ce concept induit des pertes de chaleur qui réduisent la température des gaz chauds, ce qui réduit l'efficacité isentropique de la turbine.

Pour évaluer les pertes selon la hauteur du système, le taux de chaleur évacué est déduit du modèle thermique présenté dans la figure 3.8. Les pertes aérodynamiques sont quant à elles calculées grâce aux dimensions de la turbine et de l'anneau nécessaire, comme expliqué dans la section précédente. Enfin, le débit de refroidissement est évalué en utilisant encore le modèle thermique : le coefficient de convection dans les ailettes est progressivement augmenté jusqu'à ce que l'anneau composite atteigne 620 K et le débit nécessaire à ce coefficient de convection est déduit grâce à la géométrie et les conditions d'écoulement. Le modèle n'inclut pas de « véritable » résistance thermique située entre T_3 et T_5 (voir figure 3.8) puisque aucun flux de chaleur ne pénètre l'anneau. La résistance due à l'ailette connecte en réalité T_3 et T_4 , c'est-à-dire la base de l'ailette et les gaz frais.

Les résultats de ce modèle thermique sont obtenus en posant quelques hypothèses :

- le haut des ailettes représente une surface d'appui équivalente à un tiers de la surface interne de l'anneau composite afin de ne pas générer une trop grande concentration de contrainte au-dessus de ces ailettes ;
- les canaux mesurent 0,8 mm (1/16" de pouce) de large, afin de pouvoir être réalisés par des procédés de fabrication conventionnels avec des coûts et temps de fabrication modérés ;
- les canaux ont une inclinaison pouvant atteindre 80° par rapport à l'axe de rotation, ce qui autorise une grande vitesse d'écoulement mais une faible vitesse axiale, donc un faible débit

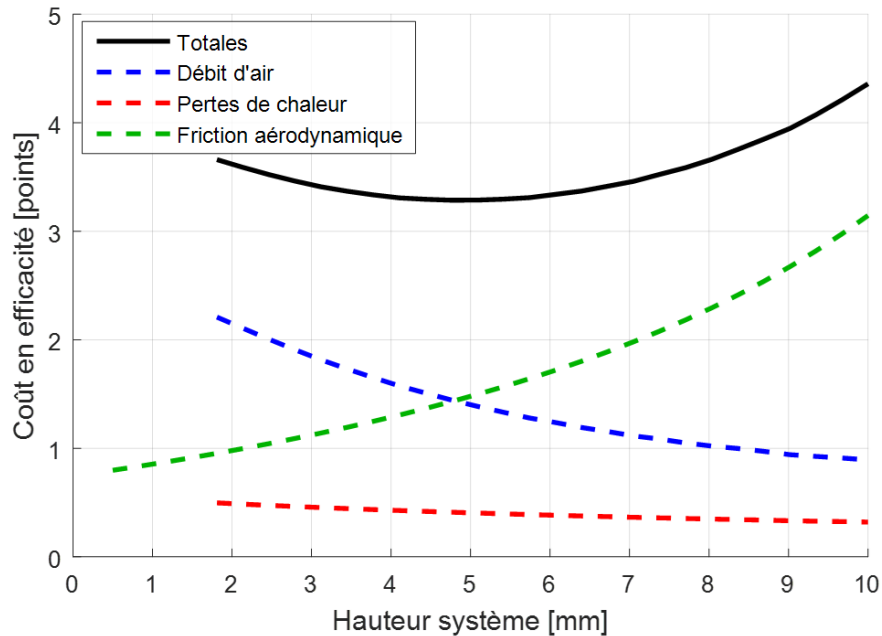


FIGURE 3.9 – Coût associé au concept #1 et impact des différents mécanismes.

de refroidissement pour un même coefficient de convection dans les canaux ;

- les calculs considèrent un cas sans « tampon isolant » (petite couche de céramique) sous la pale, puis avec tampons isolants de 1 mm de zircone dont la conductivité thermique vaut 2 W/mK ;
- la bague de refroidissement est faite en Inconel® 718, ce qui signifie une densité de 8400 kg/m³ et une conductivité moyenne de 19 W/mK entre 620 et 1000 K.

Les pertes d'efficacité moteur liées à un tel système de refroidissement ainsi que leurs causes sont présentées dans la figure 3.9. Le coût minimum est obtenu pour une certaine hauteur optimale. Ceci est dû au fait que lorsque le système est trop petit, la friction aérodynamique est faible mais le débit nécessaire pour générer une convection suffisante dans les canaux est énorme. Dans le cas présenté, les pertes sont de 3,3 points d'efficacité pour une hauteur d'environ 3,5 mm.

La figure 3.10 montre l'impact d'un angle de canaux plus faible ainsi que le gain apporté par un hypothétique tampon isolant situé sous la pale. Les canaux doivent être les plus inclinés possible pour maximiser la vitesse d'écoulement, donc la convection, pour un même débit. De plus, les résultats indiquent qu'avec un tampon isolant, les pertes d'efficacité seraient réduites à 1,9 points, pour une hauteur d'environ 1 mm. Il serait impossible de réduire encore la taille des canaux, car l'écoulement devrait y être supersonique pour atteindre le coefficient de convection nécessaire pour protéger l'anneau composite. C'est ce qui définit la taille minimale du système des trois courbes présentées dans la figure 3.10. Comme un angle de 80° semble tout à fait viable, il semble possible

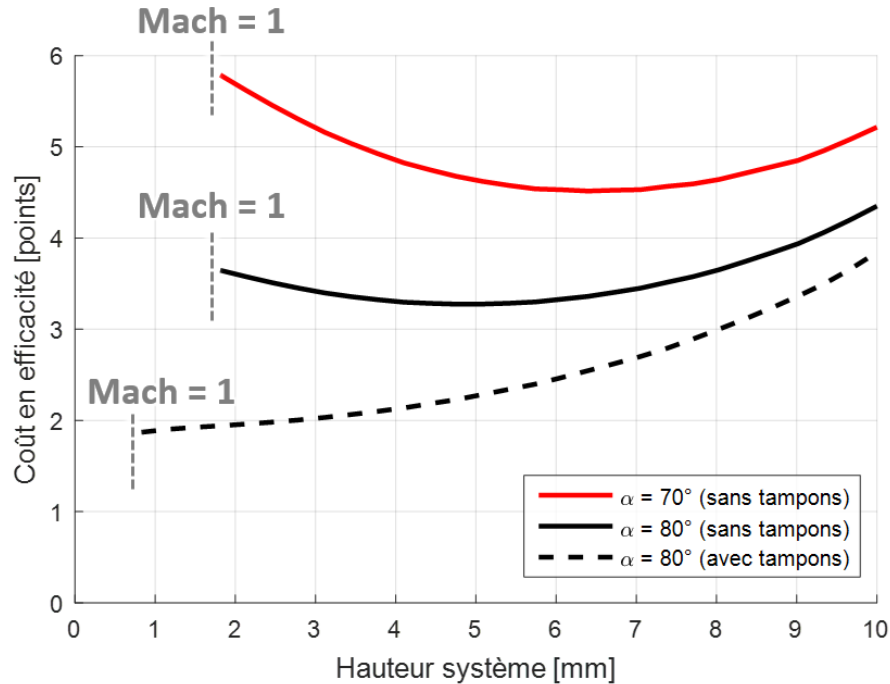


FIGURE 3.10 – Impact de canaux moins inclinés et d’un tampon isolant.

d’atteindre 3,3 points de pertes d’efficacité avec ce concept.

Utilisant d’eau dans les canaux de refroidissement

L’utilisation d’eau a été envisagée pour refroidir les canaux de refroidissement. Dépendamment de la température de la surface refroidie, l’ébullition d’eau peut générer des échanges thermiques supérieurs à $10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$, comme présenté dans la figure 3.11 [41]. Cependant, la température de la paroi des canaux varie entre 600 et 800 K. Cela signifie que l’excès de température $\Delta T_e = T_{\text{surface}} - T_{\text{saturation}}$ vaudrait entre 230 et 430 K. Selon la courbe d’ébullition de l’eau (figure 3.11), cela indique une densité de flux de chaleur de 4×10^4 à $1,5 \times 10^5 \text{ W/m}^2$. Il a été évalué que des canaux refroidis avec de l’air à 430 K seront soumis à une densité d’environ 2 à $4 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ si le coefficient de convection atteint $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$, une valeur qui semble atteignable. Puisque la convection atteinte par ébullition avec de l’eau est équivalente ou inférieure à celle atteinte par convection avec de l’air, l’idée d’utiliser de l’eau a été abandonnée. L’utilisation d’autres liquides reste à investiguer.

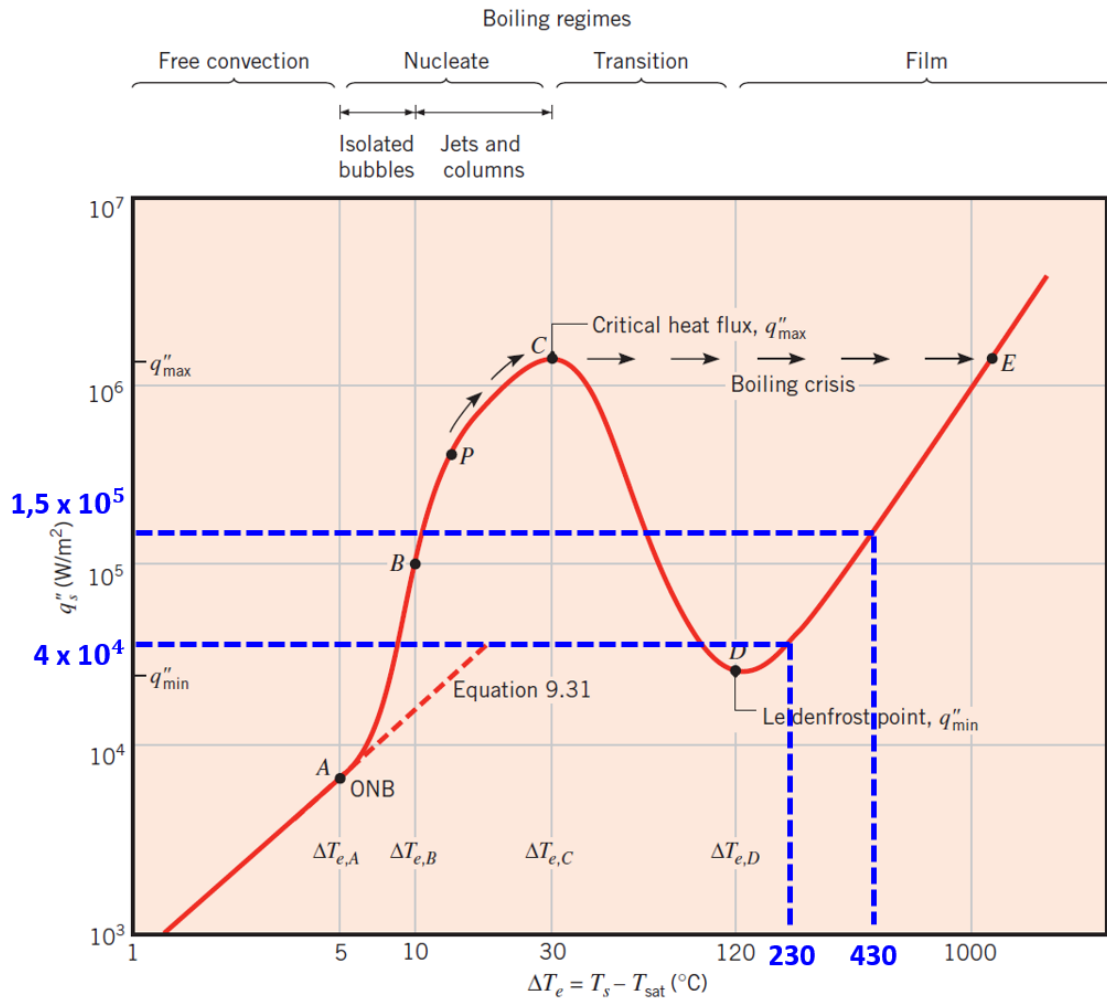


FIGURE 3.11 – Courbe d'ébullition pour de l'eau à 1 atm selon l'excès de température $\Delta T_e = T_{\text{surface}} - T_{\text{saturation}}$ [41].

3.4.3 Concept #2 : refroidissement par film

Dans ce concept, une bague conductrice sépare les pales et l'anneau composite et un débit d'air frais est injecté entre la bague et les gaz chauds comme montré dans la figure 3.12. Le taux de chaleur (ou « flux » de chaleur (W)) part de ces gaz chauds, pénètre la pale puis monte radialement dans la bague conductrice. Le flux est ensuite conduit axialement et tangentiellement dans la bague puis évacué par convection radialement vers les gaz frais. Dans ce concept, le gradient thermique radial n'est pas généré dans la bague mais dans la pale de turbine. La bague conductrice sert uniquement à faciliter l'évacuation de chaleur en proposant de grandes surfaces d'échange avec les gaz frais et donc favorise le gradient thermique radial qui a lieu dans la pale. Comme le but est d'obtenir un bout de pale relativement froid, ce concept va certainement extraire beaucoup de chaleur de l'écoulement principal mais il a le mérite d'être très simple.

Pour modéliser ce concept, les hypothèses suivantes sont avancées :

- la hauteur du système de refroidissement est faible face aux rayons des composants, donc le système est considéré cartésien mais la variable « rayon » reste utilisée ;
- la bague est très conductrice par rapport au reste du système, donc elle est à une température uniforme ;
- le film de refroidissement est beaucoup moins épais que la hauteur de la pale, donc toute la pale est en contact uniquement avec des gaz chauds ;
- tous les paramètres sont constants : températures des gaz chauds et froids ainsi que conductivités thermiques des solides et fluides ;
- la pale de turbine est considérée comme un élément 1D, isolé par sa base à cause d'une symétrie thermique avec le moyeu.

Ces hypothèses permettent d'établir le réseau de résistances thermiques présenté dans la figure 3.13. Il est alors possible de déterminer la température de l'anneau en fonction des paramètres géométriques et physiques, grâce aux relations ci-dessous en utilisant un bilan d'énergie s'appliquant aux taux de chaleur (W) en chaque point :

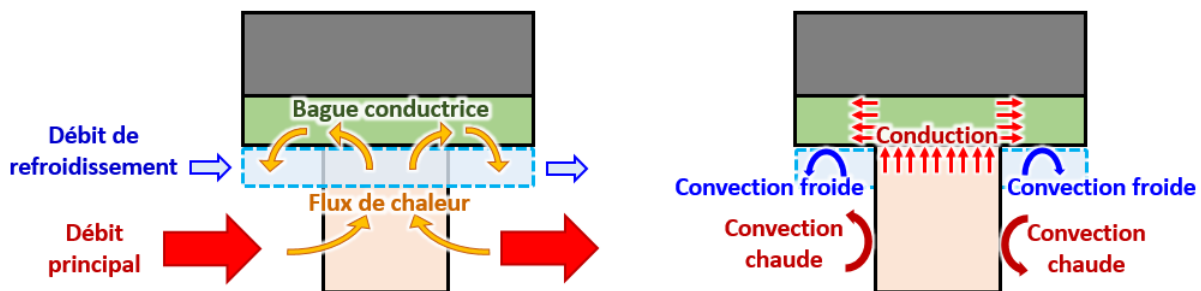


FIGURE 3.12 – Chemin thermique et modes de transfert de chaleur considérés.

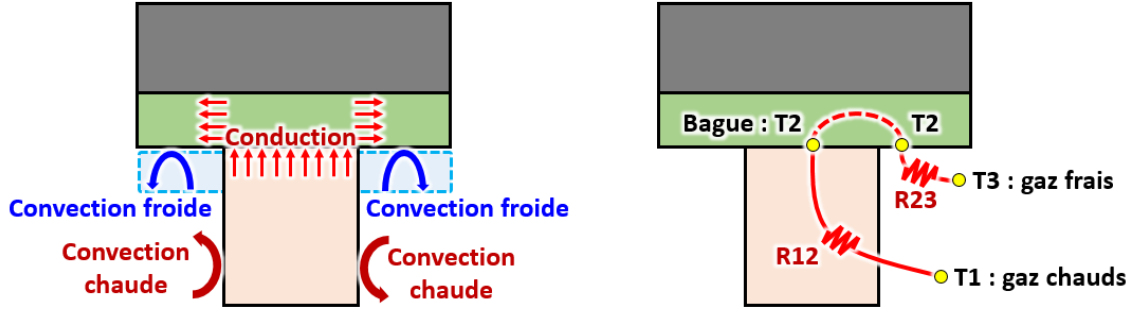


FIGURE 3.13 – Modes de transferts de chaleur et réseau de résistances considérés.

$$\dot{q} = (T_1 - T_2) C_{12} = (T_2 - T_3) C_{23} = (T_1 - T_3) C_{13} \quad (3.34)$$

$$\text{avec } C_{13} = \frac{C_{12} C_{23}}{C_{12} + C_{23}} \quad \text{et} \quad C_{ij} = \frac{S_{ij}}{R''_{ij}} \quad (3.35)$$

$$R''_{12} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{pales}} \quad R''_{23} = \left(\frac{1}{h} \right)_{\text{bague}} \quad \varepsilon = \sqrt{\frac{2k}{eh}} \tanh(mL) \quad m = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \quad (3.36)$$

$$(R''_{12})_{\text{pale isolée}} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{pale}} + \left(\frac{e}{k} \right)_{\text{tampon}} \quad (3.37)$$

avec \dot{q} le taux de chaleur, C la conductance thermique et S la surface d'échange de la bague ou la base de l'ailette.

Comme pour le concept précédent, celui-ci génère des pertes d'efficacité moteur car il consomme un certain débit d'air frais prélevé au compresseur. Il va aussi augmenter les pertes par friction aérodynamique et induire des pertes de chaleur qui vont réduire l'efficacité isentropique de la turbine. Afin de réduire le taux de chaleur q extrait par la pale et de ne pas générer tout le gradient thermique uniquement dans celle-ci, un tampon isolant pourrait être placé sous la pale. Dans ce cas, la résistance R''_{12} de la pale « isolée » est définie par (3.37). Par exemple, si le coefficient d'échange h des gaz chauds vaut 1000 W/m²K et que les pales ont une hypothétique efficacité ε comprise entre 5 et 10, ce qui est une plage de valeur classique, alors un tampon de 1 mm de zircone à 2 W/mK rendra la résistance thermique R''_{12} de la pale 3,5 à 6 fois plus grande.

Afin que le refroidissement par film fonctionne, la condition principale est d'atteindre un coefficient de convection suffisant sur la surface intérieure du système de refroidissement grâce au film fluide. Il est prouvé dans l'annexe A.4 que la vitesse d'écoulement à atteindre dans ce film d'air froid est très grande, comme le montre la figure 3.14. Ainsi, pour un système n'utilisant pas de tampons isolants, il faudrait que le film fluide atteigne au moins 1100 m/s selon les relations empiriques

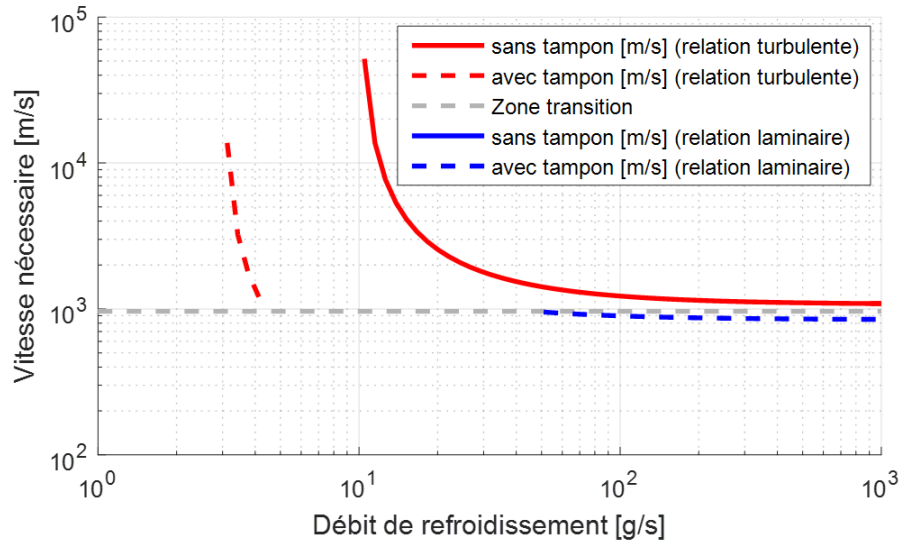


FIGURE 3.14 – Vitesse de l'écoulement à respecter pour protéger l'anneau composite.

standards d'écoulement sur une plaque plane. L'utilisation d'un tampon isolant facilite à peine les choses, en imposant une vitesse de film de 850 m/s et plus. Les relations utilisées fonctionnent pour un écoulement subsonique. Ainsi, elles ne sont plus applicables pour ces vitesses mais indiquent cependant qu'un écoulement subsonique n'est pas suffisant.

Comme les vitesses à atteindre sont très grandes malgré le fait que les calculs supposent un écoulement parfait sans aucun mélange entre le film froid et les gaz chauds, le concept #2 est considéré comme impossible à réaliser.

3.4.4 Concept #3 : refroidissement par ailettes latérales

Comme pour le précédent concept, celui-ci propose d'utiliser une bague conductrice entre l'anneau et les pales. Le gradient thermique est donc généré dans la pale et pas dans la bague. La bague est refroidie grâce à des ailettes « latérales » qui peuvent être tendues axialement comme montré dans la figure 3.15. L'intérêt de ce concept est d'autoriser de grandes surfaces d'échange. En revanche, l'ajout de ces surfaces d'échange augmente les pertes par friction aérodynamique et du poids, ce qui nécessite un plus gros anneau composite qui ajoutera lui aussi des pertes par friction aérodynamique.

Pour modéliser ce concept, les hypothèses suivantes sont avancées :

- la hauteur du système de refroidissement est faible face aux rayons des composants, donc le système est considéré cartésien mais la variable « rayon » reste utilisée ;
- la bague est très conductrice par rapport au reste du système, donc elle est à une température

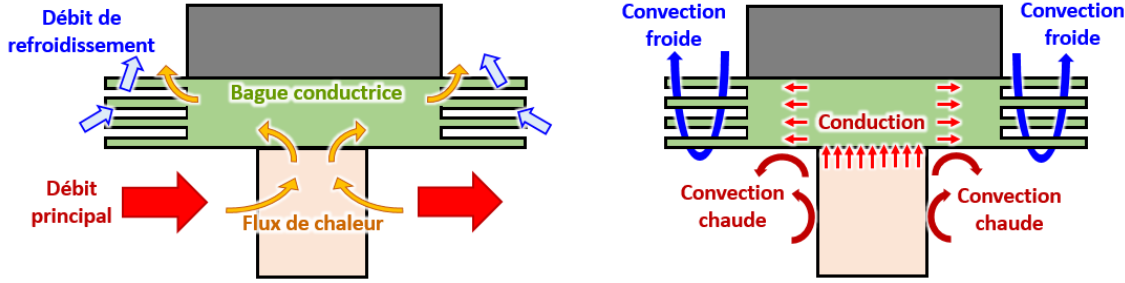


FIGURE 3.15 – Chemin thermique et modes de transfert de chaleur associés.

uniforme ;

- les ailettes sont mécaniquement capables de supporter la centrifugation, ce qui pourra être validé plus tard si le concept est le plus intéressant ;
- tous les paramètres sont constants : températures des gaz chauds et froids ainsi que conductivités thermiques des solides et fluides ;
- la pale de turbine est considérée comme un élément 1D, isolé par sa base à cause d'une symétrie thermique avec le moyeu ;
- les ailettes latérales sont considérées comme des éléments 1D ;
- la densité utilisée pour la bague est 4200 kg/m^3 , ce qui correspond à 50% de la densité de l'Inconel® 718, le but étant d'envisager un concept où la masse est optimisée.

Ces hypothèses permettent d'établir le réseau de résistances thermiques présenté dans la figure 3.16. Il est alors possible de déterminer la température de l'anneau en fonction des paramètres géométriques et physiques, grâce aux relations suivantes basées sur un bilan d'énergie s'appliquant aux taux de chaleur (W) en chaque point :

$$\dot{q} = (T_1 - T_2)(C_{12'} + C_{12''}) = (T_2 - T_3)C_{23} = (T_1 - T_3)C_{13} \quad (3.38)$$

$$\text{avec } C_{13} = \frac{(C_{12'} + C_{12''})C_{23}}{(C_{12'} + C_{12''}) + C_{23}} \quad \text{et} \quad C_{ij} = \frac{S_{ij}}{R''_{ij}} \quad (3.39)$$

$$R''_{12'} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{pales}} \quad R''_{12''} = \left(\frac{1}{h} \right)_{\text{gaz chauds}} \quad R''_{23} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{\text{ailettes}} \quad (3.40)$$

$$\text{avec } \varepsilon = \sqrt{\frac{2k}{eh}} \tanh(mL) \quad \text{et} \quad m = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \quad (3.41)$$

Afin de réduire le taux de chaleur extrait des gaz chauds par les pales et la surface interne de la bague, il est envisagé d'utiliser un tampon isolant comme pour le concept précédent (voir figure 3.17). Dans ce cas, la résistance de la pale ou bien de la surface « isolée » est définie par les relations

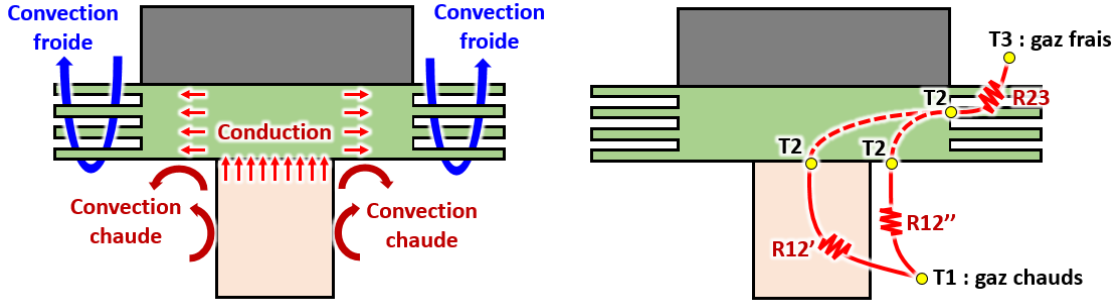


FIGURE 3.16 – Modes de transferts de chaleur et réseau de résistances associé.

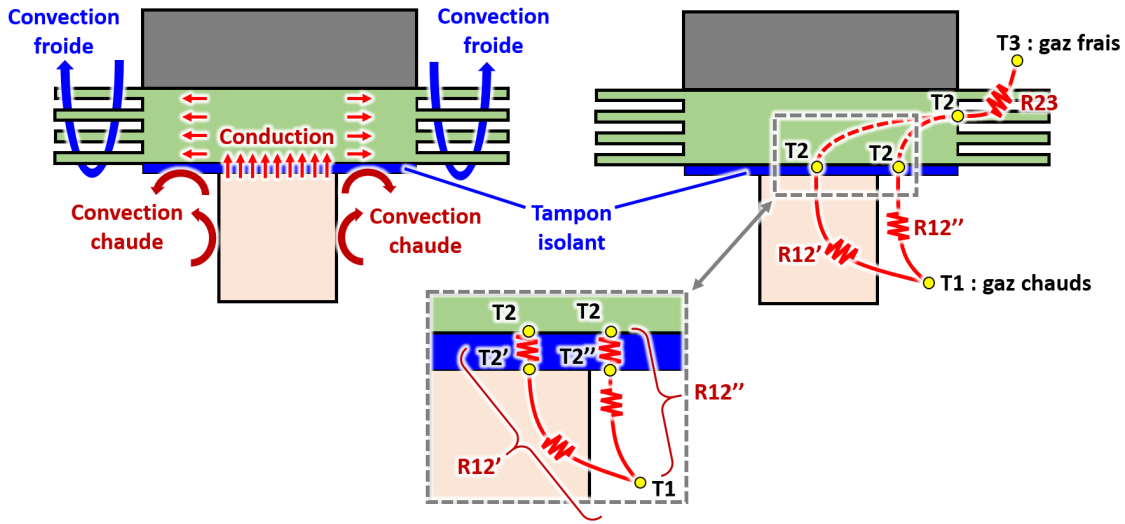


FIGURE 3.17 – Refroidissement par ailettes latérales avec tampon isolant.

ci-dessous :

$$(R''_{12'})_{pale\ isolée} = \left(\frac{1}{h\varepsilon} \right)_{pale} + \left(\frac{e}{k} \right)_{isolant} \quad (3.42)$$

$$(R''_{12''})_{surface\ isolée} = \left(\frac{1}{h} \right)_{surface} + \left(\frac{e}{k} \right)_{tampon} \quad (3.43)$$

Par exemple, si le coefficient d'échange h des gaz chauds vaut $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ et que les pales ont une efficacité ε comprise entre 5 et 10, alors un tampon de 1 mm de zircone à 2 W/mK rendra la résistance thermique de la pale $R''_{12'}$ 3,5 à 6 fois plus grande et la surface interne libre de la bague offrira une résistance thermique $R''_{12''}$ qui sera 50% plus grande.

Afin que le refroidissement par ailettes latérales fonctionne, il est assumé qu'il est possible de créer des ailettes latérales de grande taille. Assumant cela, un tel concept générerait les pertes qui

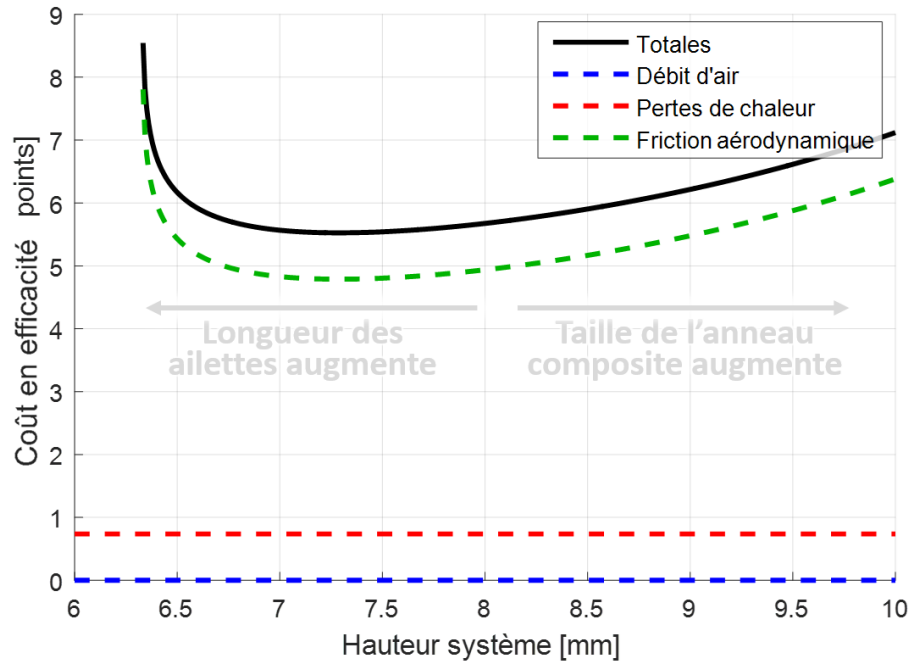


FIGURE 3.18 – Coût associé au concept #3 et impact des différents mécanismes.

sont présentées dans la figure 3.18. Les pertes d'un tel concept vaudront au minimum 5,5 points d'efficacité et sont essentiellement dues à la friction aérodynamique. Les pertes aérodynamiques présentées incluent les pertes par pompage de l'air qui est injecté autour de l'anneau composite pour évacuer la génération de chaleur due à la friction. Les « pertes par débit d'air » sont donc nulles puisque aucun débit n'est injecté *dans* le système de refroidissement. De plus, les pertes de chaleur sont constantes puisque la température du système est constante et uniforme. Les pales de turbines soutirent donc toujours le même taux de chaleur du flot principal.

Les pertes par friction aérodynamique de ce concept sont très grandes. Cela est dû au principe même de ce concept qui consiste à conserver tout le système de refroidissement à une faible température, c'est-à-dire celle de l'anneau composite. Comme la différence de température entre les ailettes et l'air ambiant est limitée, il faut de très grandes surfaces d'échange pour évacuer la chaleur nécessaire, ce qui apporte beaucoup de friction aérodynamique. Il existe une asymptote verticale qui impose un minimum de hauteur de système pour pouvoir protéger l'anneau composite convenablement. L'asymptote est due au fait que les ailettes ne peuvent pas évacuer une quantité illimitée de chaleur, même si elles sont de longueur infinie. Physiquement, cela s'explique simplement par le fait que quand l'ailette est très longue, son extrémité est à température ambiante et ne participe plus à l'évacuation de chaleur. Ceci s'explique aussi mathématiquement en observant la définition de l'efficacité ε d'une ailette (relation (3.44)) : la fonction tangente hyperbolique est toujours inférieure ou égale à 1, donc l'efficacité est bornée par les autres propriétés de l'ailette k ,

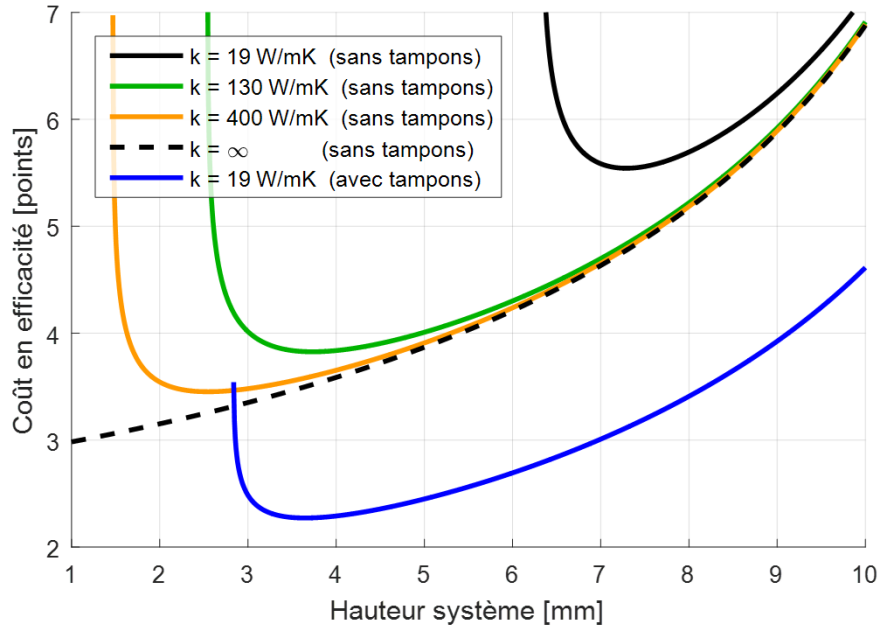


FIGURE 3.19 – Pertes liées au concept #3 si la conductivité était infinie ou si un tampon isolant était utilisé.

e et h lorsque sa longueur est grande. Il existe donc une certaine hauteur de système en deçà de laquelle augmenter la longueur des ailettes ne suffit plus. L'asymptote de la figure 3.18 représente cette limite. Par exemple, des ailettes de 0,5 mm d'épaisseur en Inconel® 718 ($k \approx 19$ W/mK) soumises à une convection de 500 W/m²K ne dépasseront jamais une efficacité de 12,3 quelle que soit leur longueur. Elles évacueront donc un taux de chaleur au maximum 12,3 fois plus grand que par rapport à un cas sans ailette, mais jamais plus.

La figure 3.19 présente les pertes liées à ce concept pour plusieurs conductivités hypothétiques afin de se rendre compte de l'impact du fait que les ailettes ne sont pas à température uniforme. À titre indicatif uniquement, les conductivités de l'aluminium 6075-T6 (130 W/mK) et du cuivre pur (400 W/mK) sont utilisées. La figure 3.19 présente aussi l'impact d'un tampon isolant de 1 mm de zircone ($k = 2$ W/mK) qui séparerait le système en Inconel® 718 et les pales de turbine. La présence d'un tel tampon permettrait de faire passer les pertes d'efficacité de 5,5 à seulement 2,3 points. Sans tampon, ce concept est moins intéressant que celui utilisant de simples ailettes droites.

$$\varepsilon = \frac{Q_{avec\ ailettes}}{Q_{sans\ ailettes}} = \sqrt{\frac{2k}{eh}} \tanh(mL) \Rightarrow \lim_{L \rightarrow \infty} \varepsilon = \sqrt{\frac{2k}{eh}} \quad (3.44)$$

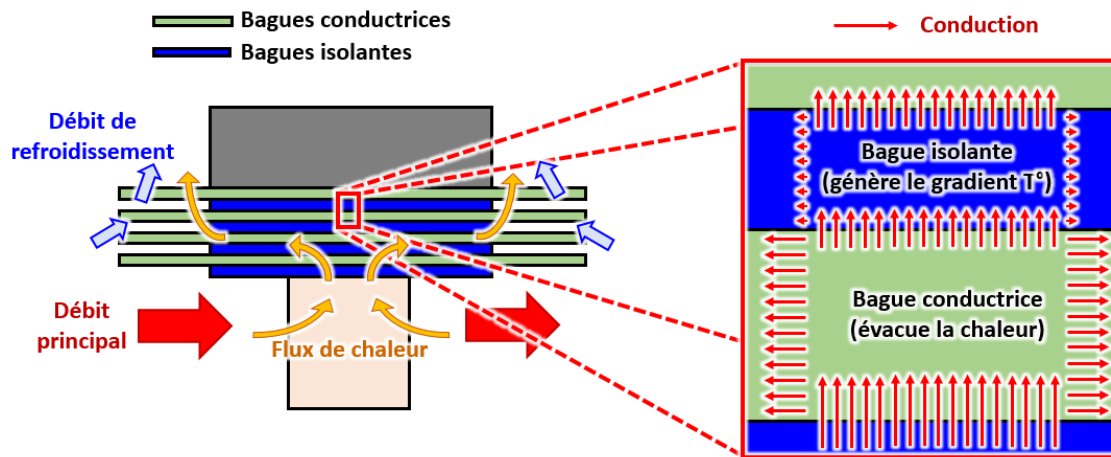


FIGURE 3.20 – Chemin thermique (gauche) et détails du concept (droite).

3.4.5 Concept #4 : superposition d'isolants et de conducteurs

Au début de ce chapitre, il est démontré que le gradient de température est proportionnel au ratio de la surface d'échange sur le volume à refroidir et inversement proportionnel à la conductivité thermique du matériau. Le concept #4 propose de favoriser l'évacuation de chaleur avec des bagues conductrices qui forment des ailettes tendues axialement. L'objectif est de limiter la conduction radiale en utilisant des couches d'isolant comme présenté dans la figure 3.20. Ainsi, la chaleur est évacuée du système grâce aux ailettes alors que le gradient thermique est généré principalement dans les bagues isolantes.

La réduction du système en 1D s'avérant difficile, une simulation numérique a été utilisée pour définir quelles sont les pertes liées à ce concept. La simulation par éléments finis a été réalisée avec ANSYS®. Le domaine solide est simulé par éléments finis. Le domaine fluide est représenté en appliquant des coefficients de convection ou températures directement sur certaines parois solides. Le maillage a été affiné jusqu'à ce que les résultats diffèrent de 2 K entre deux raffinements. La procédure est la suivante :

- une pale de turbine est représentée dans la simulation par éléments finis avec un système de refroidissement composé d'une superposition de duos isolant/conducteur, comme dans la figure 3.20 où le système comprend quatre duos par exemple ;
- un coefficient de convection forcée est appliqué sur les surfaces latérales des couches isolantes, représentant l'échange avec l'air de la cavité. Les conditions appliquées sont résumées dans la figure 3.21 ;
- un coefficient de convection forcée est appliqué sur les surfaces en contact avec le flot chaud principal, représentant l'échange avec celui-ci ;

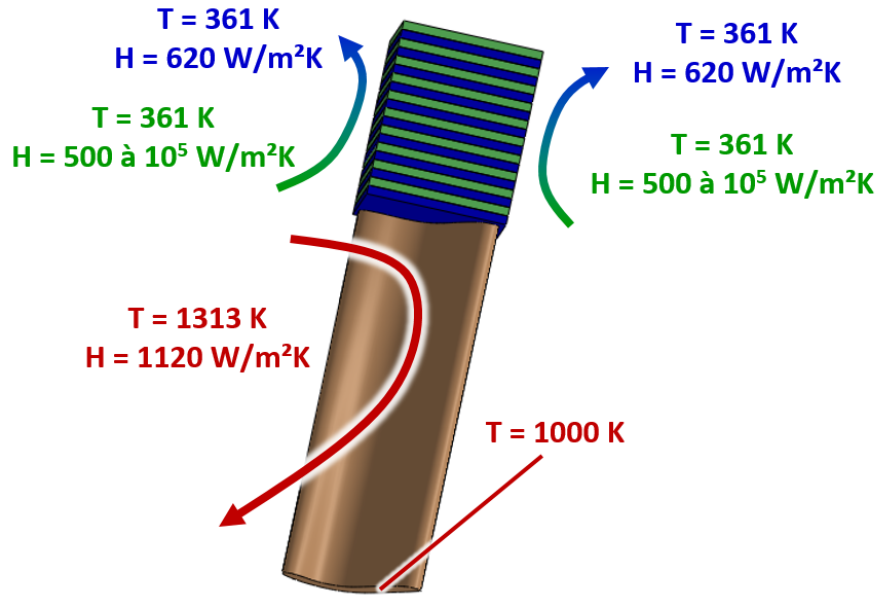


FIGURE 3.21 – Géométrie simulée et conditions appliquées aux frontières.

- une température fixe de 1000 K est appliquée à la base de la pale, représentant le moyeu maintenu à 1000 K par un hypothétique système de refroidissement qui lui serait dédié ;
- un coefficient de convection forcée amplifié est appliqué sur les surfaces latérales des bagues conductrices, représentant l'échange avec l'air de la cavité amplifié par les ailettes. Pour représenter la présence d'ailettes latérales qui sont de longueur indéterminée pour l'instant, le coefficient de convection appliqué sur les surfaces conductrices varie de 500 à 10^5 W/m²K afin de simuler différentes valeurs d'efficacité d'ailette ;
- pour chaque simulation, c'est-à-dire pour chaque quantité de duos (1 duo, 2 duos, ..., 10 duos), l'efficacité des ailettes nécessaire pour maintenir l'anneau sous 620 K est déduite grâce au tracé des résultats présenté dans la figure 3.22 ;
- selon l'efficacité nécessaire, connaissant la relation entre l'efficacité d'une ailette et sa longueur (équation (3.31)), la longueur nécessaire des ailettes est déduite selon la quantité de couples isolant/conducteur. Les résultats sont présentés dans la figure 3.23.

Le coefficient de convection appliqué sur les surfaces du système de refroidissement est évalué en deux étapes. La friction aérodynamique est estimée sur ces surfaces en considérant qu'elles forment un disque (équation (3.17)) puis la relation (3.24) est utilisée pour déduire le coefficient de convection selon le coefficient de friction obtenu. Une erreur sur le coefficient d'échange ne devrait pas avoir un grand impact sur le coût lié au système de refroidissement puisque ces pertes sont aussi calculées avec la même relation (3.24). Par exemple, si le coefficient de convection est surestimé, la surface d'échange nécessaire des ailettes sera plus petite mais la perte par friction sera identique

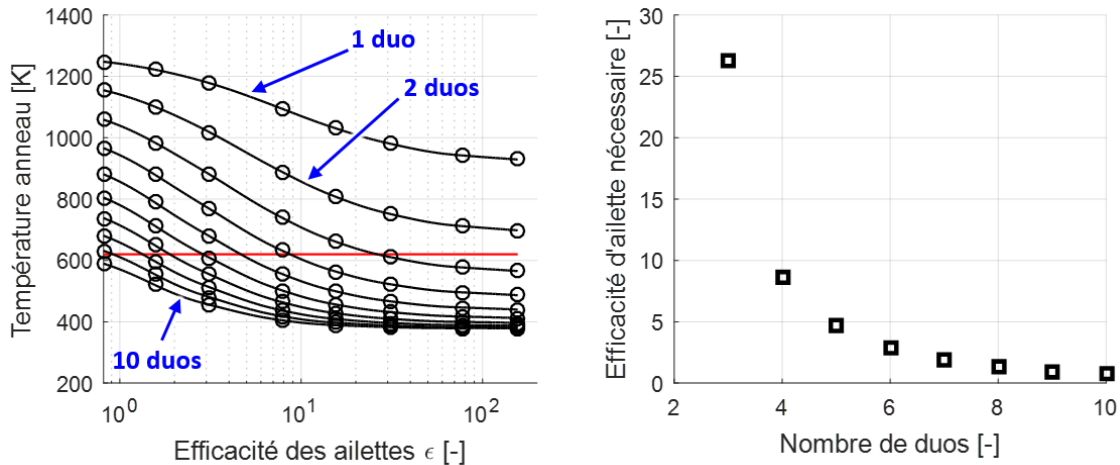


FIGURE 3.22 – Température de l’anneau selon l’efficacité des ailettes (gauche) et efficacité d’ailette nécessaire pour maintenir l’anneau à 620 K selon le nombre de duos (droite).

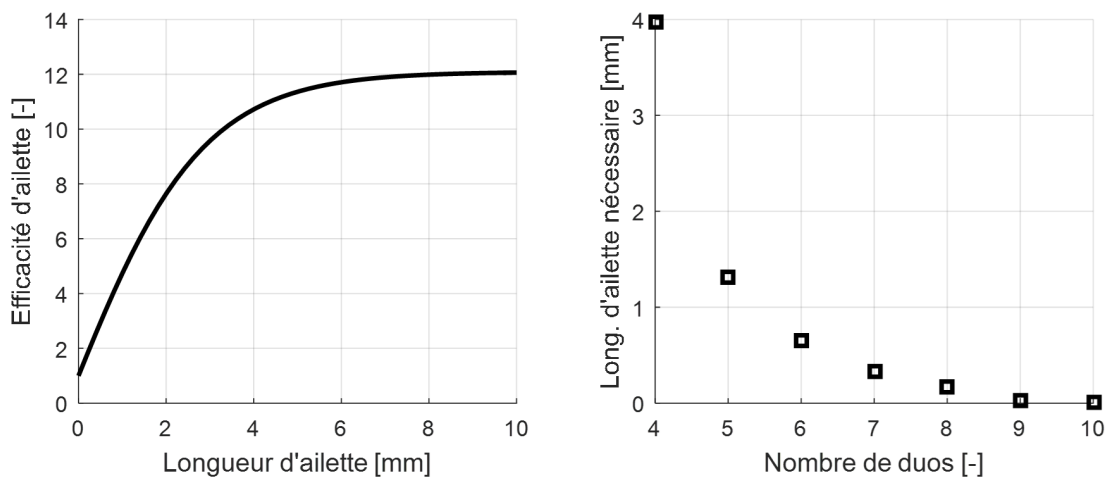


FIGURE 3.23 – Efficacité d’une ailette selon sa longueur (à gauche) et longueur nécessaire pour protéger l’anneau selon le nombre de duos (à droite).

puisqu’elle est basée sur le produit du coefficient de convection et de la surface d’échange.

Il est supposé que chaque duo mesure 1 mm d’épaisseur soit 0,5 mm pour chaque couche. Les couches isolantes sont en zircone avec une conductivité de 2 W/mK et les couches conductrices sont en Inconel® 718 avec une conductivité thermique d’environ 19 W/mK dépendamment de la température. Les résultats de la FEA sont présentés dans les figures 3.22 et 3.23. La figure 3.22 confirme que plus le nombre de duos est faible, plus l’efficacité d’ailette nécessaire doit être grande (figure gauche) pour maintenir l’anneau à 620 K. Pour cette raison, un nombre de duos plus faible nécessite des ailettes plus grandes (figure droite).

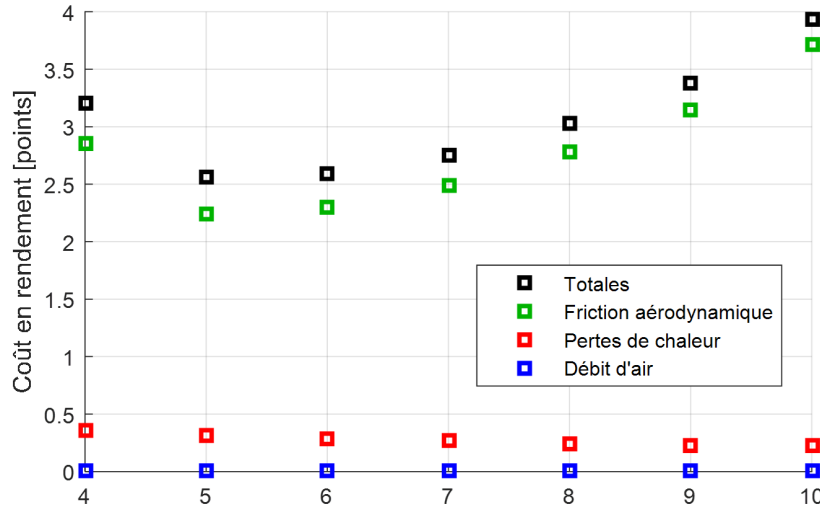


FIGURE 3.24 – Coût associé au concept #4 et impact des différents mécanismes. Les résultats sont discrets puisque le nombre de duos est un nombre entier.

La figure 3.23 présente l'efficacité d'une ailette selon sa longueur (gauche) ainsi que la longueur d'ailette nécessaire selon le nombre de duos pour maintenir l'anneau à 620 K (droite). Une longueur nécessaire nulle, pour 9 et 10 duos par exemple, signifie que la surface latérale de la couche conductrice est suffisante pour protéger l'anneau et que la présence d'une ailette latérale n'est pas nécessaire. La couche conductrice reste tout de même présente. Une longueur nécessaire infinie, comme c'est le cas pour 1, 2 et 3 duos, indique que l'anneau n'est pas suffisamment protégé quelle que soit la longueur des ailettes.

La figure 3.24 présente le coût associé au concept #4 ainsi que l'impact des différents mécanismes. Le coût minimal du concept est de 2,4 points d'efficacité et il est obtenu lorsque le système de refroidissement est composé de 5 duos. La majorité des pertes provient de la friction aérodynamique qui représente 87% du coût total. Afin de déterminer l'impact de la présence d'un tampon isolant de 1 mm en zircone situé entre la pale de turbine et le système de refroidissement, une seconde série de FEA a été réalisée. Les résultats avec tampons isolants sont presque identiques, avec des pertes équivalant à une baisse de 2,2 points d'efficacité.

Pour résumer, ce concept apporte des pertes de seulement 2,4 points, ce qui est mieux que le concept utilisant des ailettes simples. Cependant, il est beaucoup plus complexe à réaliser puisque pour une hauteur de 5 mm par exemple, il est composé de cinq bagues d'Inconel® 718 disposées en alternance avec cinq bagues de zircone, chacune mesurant seulement 0,5 mm d'épaisseur. Il est donc clairement moins intéressant que le concept avec des canaux simples si la méthode de fabrication est prise en compte.

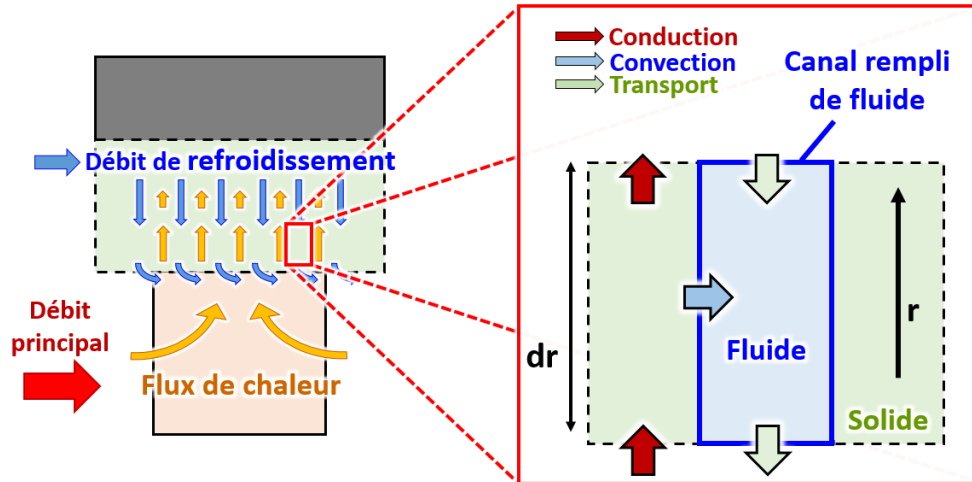


FIGURE 3.25 – Sens du débit de refroidissement et du flux de chaleur principal (gauche). Modes de transfert de chaleur considérés dans un volume de contrôle (droite).

3.4.6 Concept #5 : refroidissement par écoulement contre-flux (de chaleur)

Ce concept propose de refroidir le volume qui sépare l'anneau composite et les gaz chauds en faisant circuler de l'air frais dans des canaux radiaux en direction de l'axe de rotation comme indiqué dans la figure 3.25. Ce débit de refroidissement évacue la chaleur en la redirigeant radialement vers le flux principal chaud. Ce concept est appelé « contre-flux » car le débit de refroidissement circule dans la direction inverse du flux de chaleur par conduction qu'il évacue.

Pour modéliser ce concept, les hypothèses suivantes sont avancées :

- la hauteur du système de refroidissement est faible face aux rayons des composants, donc le système est considéré cartésien mais la variable « rayon » reste utilisée ;
- le calcul tient compte uniquement de ce qu'il se passe au-dessus de la pale, comme présenté dans la figure 3.26 ;
- le problème est considéré uniquement radial et tout flux axial ou tangentiel est considéré comme négligeable ;
- la pale de turbine est considérée comme un élément 1D, isolé par sa base à cause d'une symétrie thermique avec le moyeu ;
- la densité de la bague de refroidissement est de 4200 kg/m^3 , ce qui correspond à 50% de la densité de l'Inconel® 718, le but étant d'envisager un concept où la masse est optimisée ;
- les trous ont un diamètre de 1 mm.

L'hypothèse de conduction uniquement radiale néglige le flux évacué tangentiellement et axialement. Le flux radial est donc surestimé, ce qui fait que l'évaluation de la température de l'anneau composite est probablement surestimée aussi.

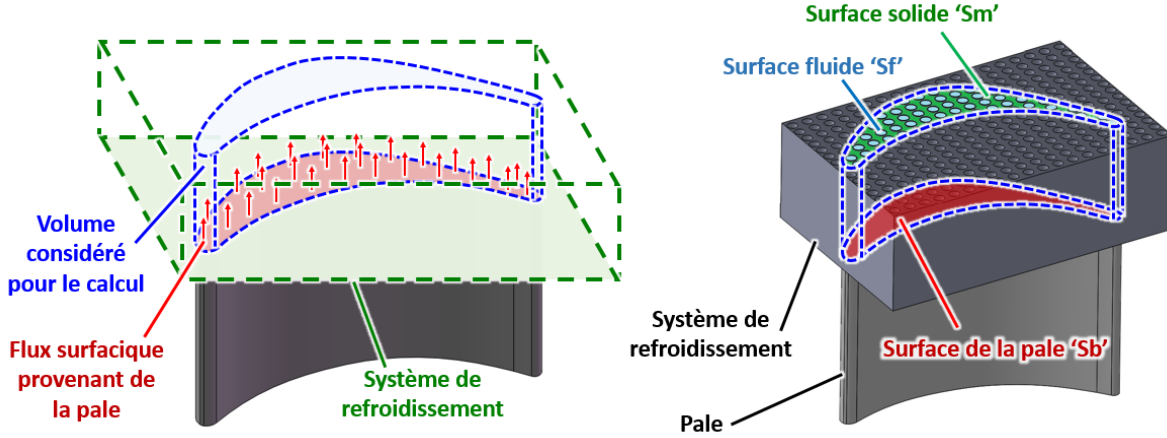


FIGURE 3.26 – Représentation des volumes considérés et des surfaces en jeu.

Il est démontré dans l'annexe A.5 qu'il est possible de déterminer le profil de température dans le fluide et dans le matériau solide en faisant un bilan d'énergie comme présenté dans la figure 3.25. Les profils de température du fluide et du solide respectent ainsi les relations suivantes :

$$T_f = \frac{\lambda e^{r_1 \cdot r^*}}{r_1} + \frac{\mu e^{r_2 \cdot r^*}}{r_2} + C_1 \quad (3.45)$$

$$T_m = e^{r_1 \cdot r^*} \lambda \left(A + \frac{1}{r_1} \right) + e^{r_2 \cdot r^*} \mu \left(A + \frac{1}{r_2} \right) + C_1 \quad (3.46)$$

avec λ , μ , r_1 , r_2 et C_1 qui sont des constantes d'intégrations dépendantes des conditions thermiques et fluidiques imposées. Ces conditions sont le débit dans les canaux, le matériau utilisé pour le système de refroidissement et le fait que l'anneau soit considéré comme adiabatique. r^* représente la position dans le système de refroidissement en direction de l'axe de rotation : $r^* = 0$ au niveau de l'anneau de composite et $r^* = L$ au niveau du haut de la pale de turbine.

Pour fonctionner correctement, un système de refroidissement par écoulement contre-flux doit utiliser un débit suffisant d'air frais pour empêcher que cet air ne se réchauffe trop vite en traversant le système et pour générer un coefficient de convection suffisant, afin de maintenir un bon échange convectif avec le système. Un tel système est très dépendant de la conductivité thermique du matériau utilisé, comme le suggère l'équation ci-dessous qui a été abordée dans le chapitre précédent :

$$\Delta T = \frac{h (T_{fluide} - T_{paroi})}{2k} \left(\frac{S_{conv}}{Vol} \right) \Delta r^2 \quad (3.47)$$

Les pertes liées à un tel système sont tracées dans la figure 3.27. La perte minimale engendrée est de 5,6 points. La courbe de pertes totales présente une forme plutôt « exotique » à cause du

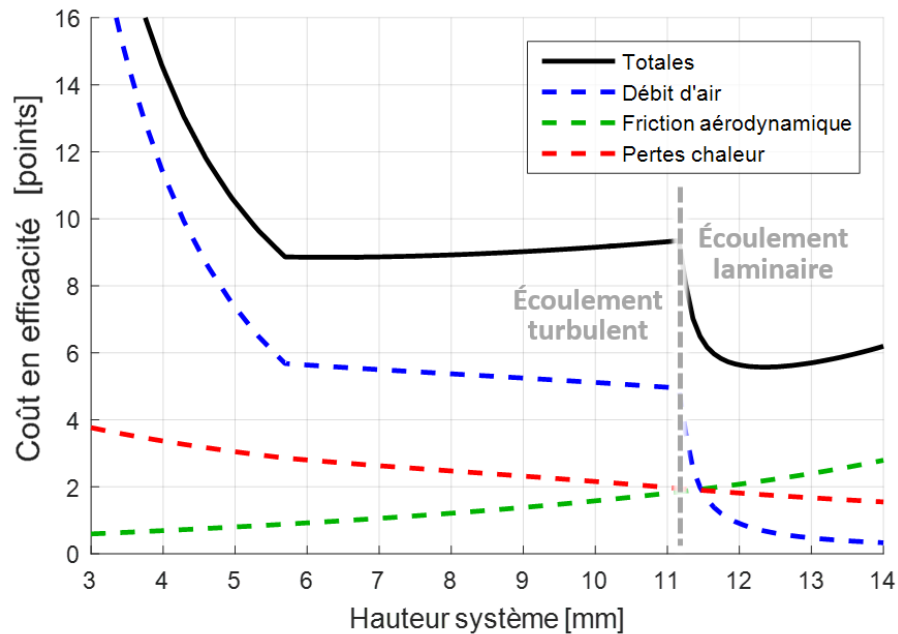


FIGURE 3.27 – Pertes liées au concept #5 selon la conductivité du système avec des trous d'1 mm de diamètre.

débit de refroidissement : voici l'explication. Pour une grande hauteur de système, comme à droite de la figure 3.27, l'écoulement est laminaire. Réduire la hauteur du système nécessite de réduire la température moyenne de l'air frais en augmentant le débit et d'augmenter le coefficient de convection. Comme l'écoulement est laminaire, le nombre de Nusselt est constant et donc le coefficient d'échange est constant aussi pour un diamètre fixe. Le seul moyen d'augmenter l'échange convectif d'un tel écoulement laminaire est donc de maintenir le gaz le plus froid possible en augmentant le débit de refroidissement. Cependant, la température moyenne du gaz de refroidissement ne peut pas être réduite en dessous de sa température d'entrée dans le système. Ainsi, lorsqu'augmenter le débit ne suffit plus, le modèle cherche à augmenter encore l'échange convectif en augmentant le débit, ce qui amène l'écoulement dans le domaine turbulent. Cela apporte spontanément un coefficient d'échange environ trois fois plus grand, ce qui suffit largement à refroidir l'anneau. C'est pour cela que le modèle ne cherche pas à augmenter le débit de refroidissement entre 11 et 6 mm de hauteur. Il est à noter que cette transition n'est pas aussi brusque dans la réalité puisque la transition laminaire/turbulent est continue. Pour une hauteur de système encore plus petite que 6 mm, il devient à nouveau nécessaire d'augmenter le coefficient d'échange et c'est pour cela que le débit augmente (voir partie gauche de la figure 3.27). Enfin, la figure 3.28 présentent les pertes d'efficacité d'un système qui utiliserait un tampon isolant entre le système et les pales de turbines. Grâce à un tel tampon, les pertes passeraient de 5,6 à 3,9 points.

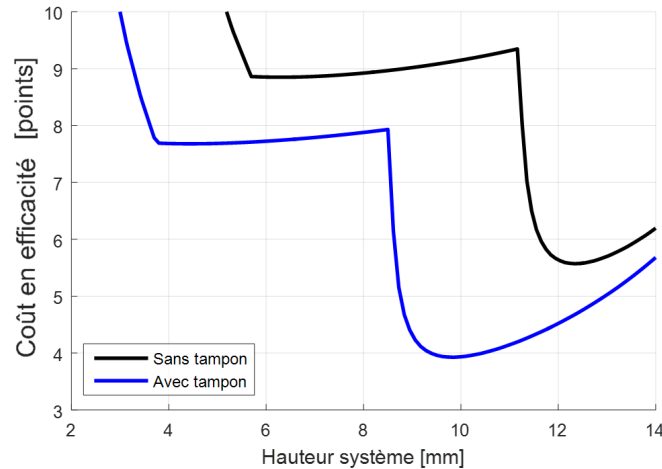


FIGURE 3.28 – Impact d’un tampon isolant sur les pertes d’efficacité lorsque les trous mesurent 1 mm de diamètre.

Les résultats présentés dans les figures 3.27 et 3.28 ont été obtenus en considérant des trous de 1 mm de diamètre percés dans la bague de refroidissement. Des trous plus petits permettraient d’atteindre un plus grand coefficient de convection h dans la zone laminaire puisque dans ce cas le coefficient h est inversement proportionnel au diamètre des trous. L’impact de ce diamètre est présenté dans la figure 3.29. La tendance attendue est confirmée et il s’avère que des trous de 0,2 mm de diamètre, c’est-à-dire cinq fois plus petits, amèneraient les pertes à 3,2 points d’efficacité. Cela correspond au même niveau de pertes qu’avec de simples canaux droits, sauf qu’ici la difficulté de fabrication est plus grande puisqu’il faut intégrer une géométrie entre l’anneau composite et le système de refroidissement pour pouvoir permettre l’alimentation en air du système. De plus, il faudrait aussi réaliser des trous de 0,2 mm de diamètre. Cela pourrait être atteint avec un matériel poreux mais il faudrait que les trous soient tout de même orientés seulement dans la direction radiale car la bague doit transmettre de grands efforts mécaniques dans cette direction. Dans le cas « optimisé » où un tampon serait utilisé avec des trous de 0,2 mm de diamètre, les pertes chuteraient à 2,2 points d’efficacité. Ce coût resterait toutefois supérieur à celui de la solution avec canaux simples et tampon. Pour ces différentes raisons, il semble que les canaux droits soient encore la meilleure solution.

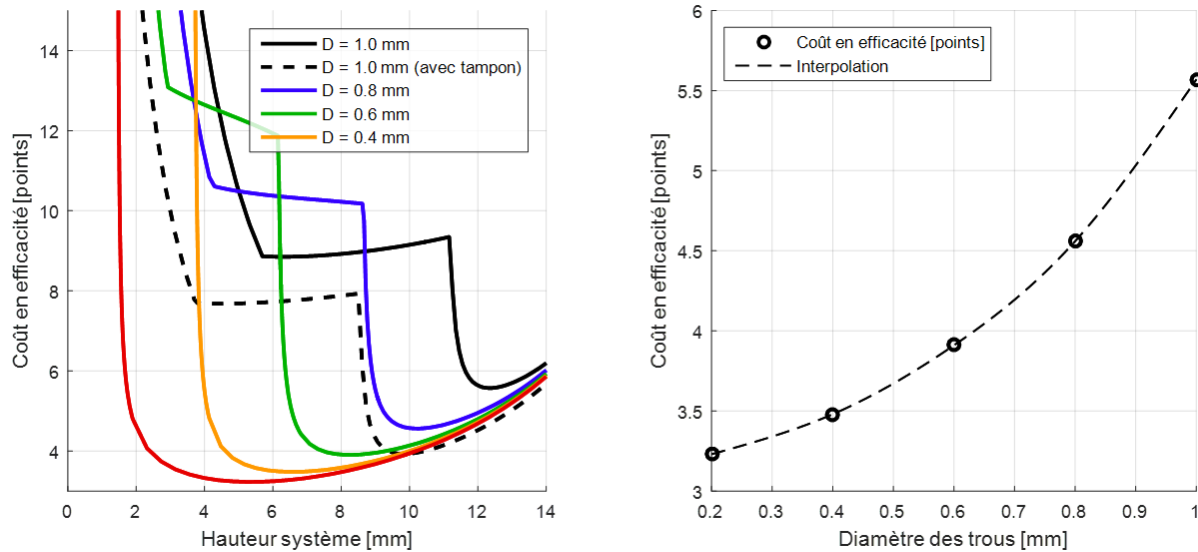


FIGURE 3.29 – Impact du diamètre des trous sur les pertes d'efficacité.

3.4.7 Concept #6 : refroidissement par cycle thermodynamique

Ce concept propose de maintenir un flux de chaleur constant en direction des gaz chauds grâce à un cycle thermodynamique intégré entre l'anneau composite et les pales de la turbine. Il s'agit d'un concept hypothétique évalué à haut niveau seulement. La source froide du système est le dessous de l'anneau composite et la source chaude est le dessus de la pale, comme indiqué sur la figure 3.30. Ce concept intègre un isolant solide qui maintient mécaniquement le circuit de refroidissement pour supporter la forte centrifugation imposée. Un flux de chaleur s'installe au travers de l'isolant car il est soumis à un écart de température. La source froide (à refroidir) est en fait le haut de l'isolant et la source chaude (à chauffer) est à la fois le bas de l'isolant et le haut de la pale.

Pour modéliser ce concept, les hypothèses suivantes sont avancées :

- la hauteur du système de refroidissement est faible face aux rayons des composants, donc le système est considéré cartésien mais la variable « rayon » reste utilisée ;
- le circuit de liquide frigorigène est capable de supporter la centrifugation grâce à la présence d'un matériau isolant qui le maintient d'une manière ou d'une autre (voir figure 3.30) ;
- le fluide frigorigène est indéfini pour le moment et présente les caractéristiques nécessaires à la résolution initiale du problème ;
- il est possible de transmettre du travail au fluide grâce à l'équivalent d'une pompe.

Il est démontré dans l'annexe A.6 que le système doit respecter les deux conditions suivantes afin de pouvoir fonctionner en régime permanent et qu'il existe alors une ou deux températures de caloporteur T_2 pour lesquelles le système fonctionne (relation (3.52)) :

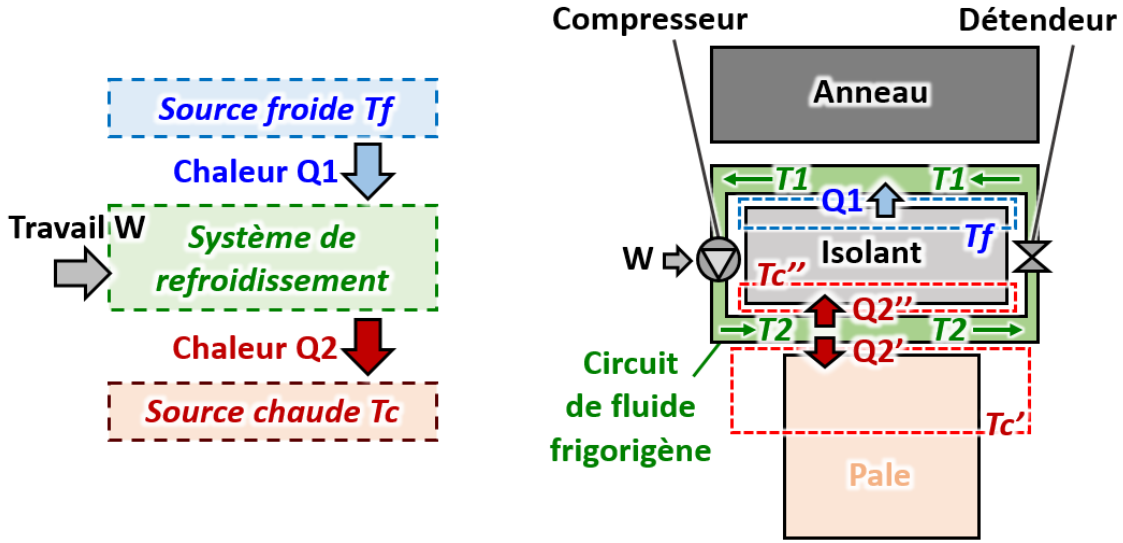


FIGURE 3.30 – Principe d'un cycle thermodynamique (gauche) et concept proposé (droite).

$$T_1 \geq \frac{T'_c (R''_i / R''_g)}{(0,5 (R''_i / R''_g) + 1)^2 - 1} \quad (3.48)$$

$$\text{avec } R''_i = \frac{e_i}{k_i} \quad \text{et} \quad R''_g = \frac{1}{h_g} \quad (3.49)$$

$$\text{et} \quad T_{\text{gaz chauds}} \leq \frac{(-2C_i - C_g)^2}{4 \left(\frac{C_i}{T_1} \right) C_g} - (C_i / C_g) T_1 \quad (3.50)$$

$$\text{avec } C_i = \frac{S_i}{R''_i} \quad \text{et} \quad C_g = \frac{S_g}{R''_g} \quad (3.51)$$

$$T_2 = \frac{-B \pm \sqrt{\Delta}}{2A} \quad \text{si} \quad \Delta \geq 0, \quad \text{avec} \quad \Delta = B^2 - 4AC, \quad (3.52)$$

$$A = \left(\frac{C_i}{T_1} \right), \quad B = (-2C_s - C_g) \quad \text{et} \quad C = (C_i T_1 + C_g T'_c) \quad (3.53)$$

où e_i et k_i sont l'épaisseur et la conductivité thermique de l'isolant, S_i la surface radiale du système, h_g et S_g le coefficient de convection équivalent et la surface d'échange avec les gaz chauds, T_1 et T_2 sont respectivement les températures du fluide caloporteur au niveau de l'anneau composite et à la base de la pale. Le coefficient de convection h_g est dit « équivalent » car il tient compte du fait que les pales de turbines augmentent localement le transfert de chaleur à leur base.

Afin de protéger l'anneau composite convenablement, il faut maintenir $T_1 < 620$ K, visons 600

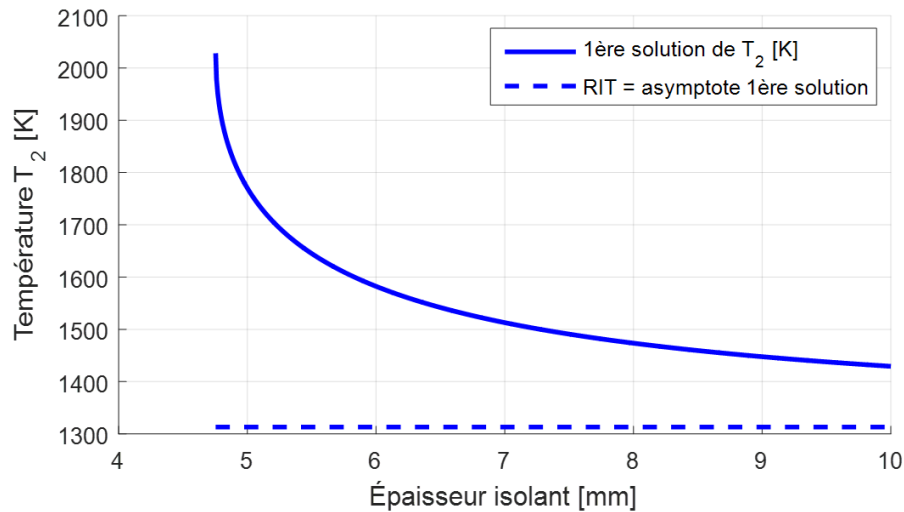


FIGURE 3.31 – Température T_2 à atteindre pour que le système de refroidissement fonctionne.

K par exemple, ce qui impose $R_i''/R_g'' > 4,8$ selon l'équation (3.48). Un tel ratio de résistances thermiques n'est pas impossible, puisque cela correspondrait à un isolant de zircone ayant une épaisseur de 6,4 mm. Cependant, le problème principal est que le fluide doit atteindre une température T_2 très haute pour que le système fonctionne, comme montré dans la figure 3.31. Ainsi, le fluide devra atteindre au moins 1430 K pour réaliser le cycle thermodynamique avec un isolant en zircone de 10 mm et 1770 K pour un isolant de 5 mm. Même si ce fluide existe, il faudra que le système puisse supporter ces températures. De plus, il faudrait transmettre un travail d'au moins 5200 W au fluide dans ces conditions, ce qui s'avère complexe compte tenu de la petite taille du système et du fort champ centrifuge d'environ 300 000 g. Pour ces deux raisons, le concept de refroidissement est considéré comme impossible à réaliser pour l'instant.

3.4.8 Concept #7 : refroidissement par matériau paramagnétique

Ce concept propose de générer un flux de chaleur qui, moyenné dans le temps, sera dirigé vers les gaz chauds. Pour cela, le concept utilise un matériau paramagnétique, c'est-à-dire un matériau qui n'a pas d'aimantation spontanée mais qui en génère une lorsqu'il est soumis à un champ magnétique extérieur. Ce phénomène peut être utilisé pour modifier la température du matériau car l'entropie totale d'un système est la somme de son entropie magnétique et de son entropie thermique. L'entropie magnétique est liée au désordre magnétique et l'entropie thermique est liée à l'agitation thermique des molécules [42]. L'application d'un champ magnétique va ordonner les moments magnétiques du matériau, ce qui va réduire son entropie magnétique. Si le champ magnétique est appliqué dans des conditions adiabatiques, alors l'entropie liée à la température va augmenter afin

de respecter une entropie totale constante et la température du matériau va donc augmenter. Pour résumer, appliquer un champ magnétique sur un matériau paramagnétique va augmenter sa température et supprimer le champ magnétique va réduire sa température. L'avantage principal de ce système est qu'il peut être alimenté en énergie sans contact grâce à un champ magnétique.

Pour que le concept fonctionne, il faut que le matériau paramagnétique subisse de grands changements de température grâce au champ magnétique. À l'heure actuelle, les plus grandes variations obtenues sont de l'ordre de seulement quelques degrés [43], proches de la température ambiante et pour des champs magnétiques de plusieurs teslas c'est-à-dire bien loin des 1000 à 1500 K requis pour que le concept fonctionne. Ce concept est donc impossible à réaliser pour le moment mais un design est tout de même étudié dans cette section de chapitre dans le cas où un matériau paramagnétique correspondant aux requis verrait le jour dans les années à venir.

Le but de ce concept est donc d'utiliser un matériau paramagnétique de la même manière qu'un fluide dans un cycle frigorigène classique, c'est-à-dire modifier la température du matériel caloporteur afin de forcer un transport de chaleur d'une source froide vers une source chaude. Plutôt que de comprimer puis détendre le fluide frigorigène pour le faire chauffer puis refroidir, le principe est de magnétiser puis démagnétiser le matériau paramagnétique pour qu'il chauffe puis refroidisse. Le cycle proposé par le concept suit ces étapes (voir figure 3.32) :

- le matériau est initialement à la température de son environnement ;
- le matériau est magnétisé, donc sa température augmente ;
- le champ magnétique est maintenu, pendant que le matériau évacue de la chaleur ;
- le matériau est démagnétisé, donc sa température diminue ;
- le champ magnétique reste éteint, pendant que le matériau absorbe de la chaleur ;
- le matériau retrouve sa température initiale.

Le concept présenté propose de placer le matériau paramagnétique entre deux couches de matériaux dont la conductivité thermique est variable (voir figure 3.33). Le champ magnétique oscille dans le temps afin de faire osciller la température du matériel paramagnétique entre une valeur haute et une valeur basse. Pour que le concept fonctionne, la valeur haute doit dépasser la température de la source chaude et la valeur basse doit être inférieure à la température de la source froide (voir figure 3.34).

Des bilans d'énergie, appliqués sur le matériau paramagnétique puis la source chaude et la source froide, donnent respectivement les trois relations suivantes :

$$Q_{C1} + Q_{f1} = Q_{C2} + Q_{f2} \quad [j] \quad (3.54)$$

$$Q_{C1} = Q_{C2} \quad [j] \quad (3.55)$$

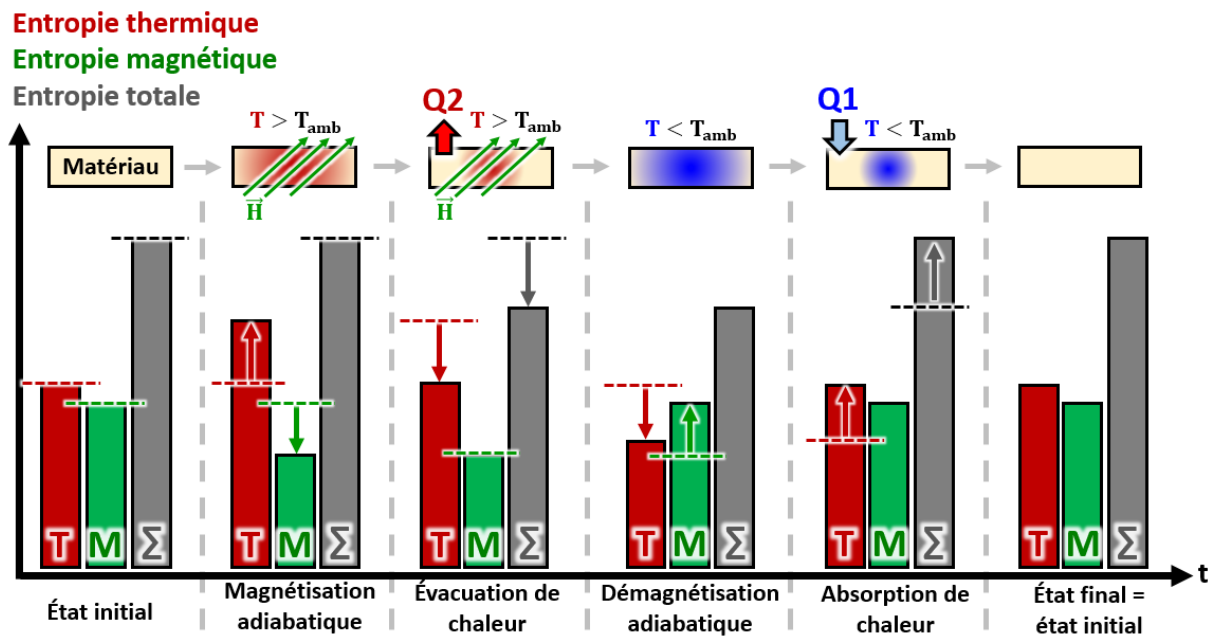


FIGURE 3.32 – Variation des entropies thermique, magnétique et totale après une magnétisation adiabatique puis une évacuation de chaleur.

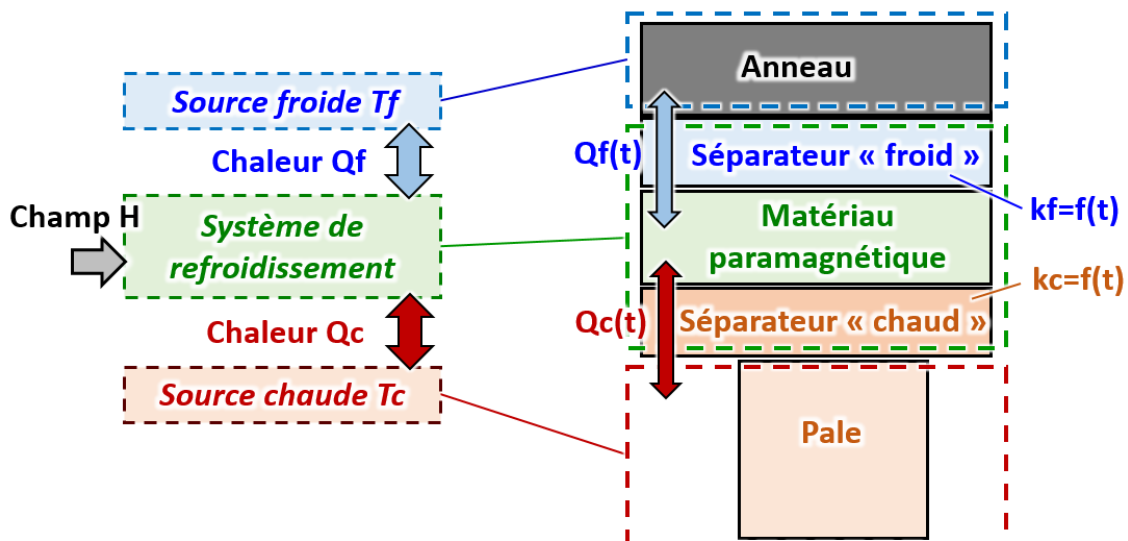


FIGURE 3.33 – Schéma simplifié (gauche) et détaillé du concept (droite).

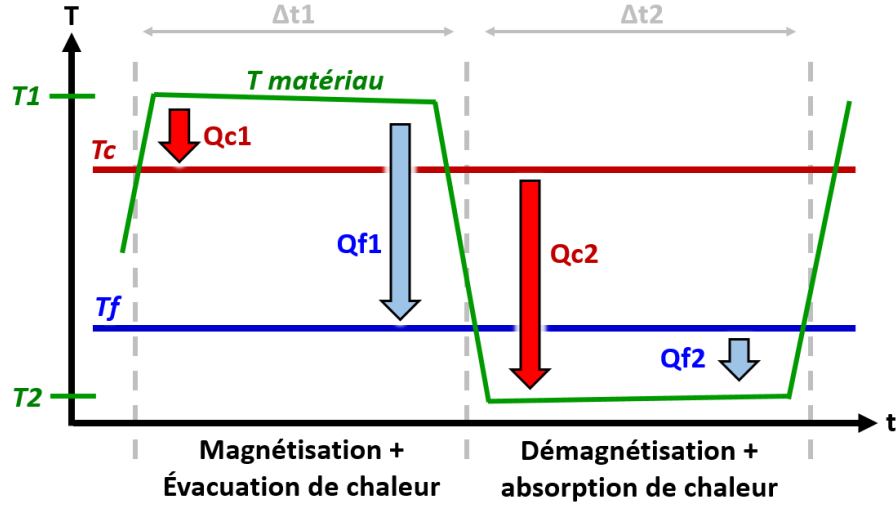


FIGURE 3.34 – Températures du matériau paramagnétique et des séparateurs et flux de chaleur.

$$Q_{f1} = Q_{f2} \quad [J] \quad (3.56)$$

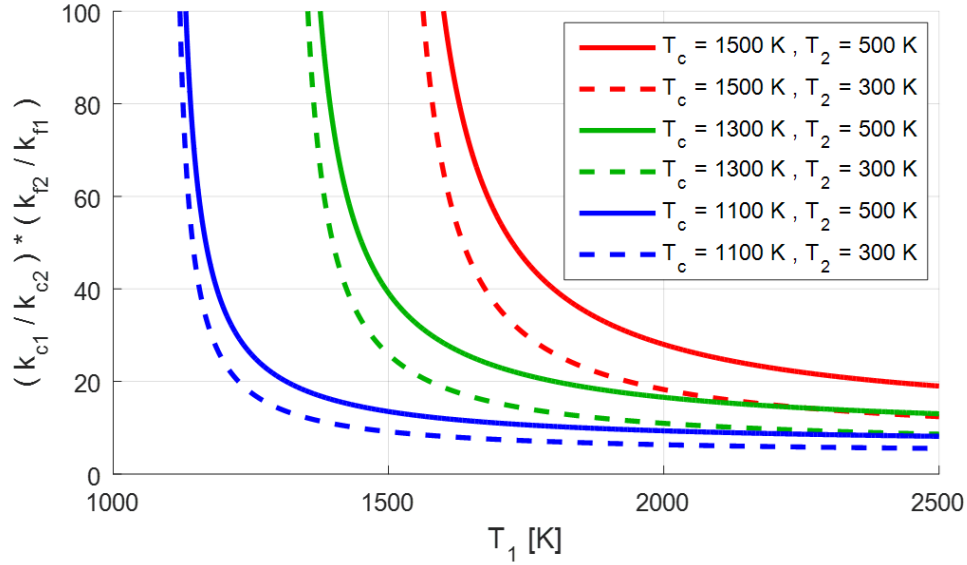
Compte tenu des écarts de température présentés par la figure 3.34, il apparaît clairement que les propriétés thermiques des séparateurs 1 et 2 vont devoir changer dans le temps puisqu'une quantité d'énergie identique devra être échangée entre chacune des sources et le matériau paramagnétique, comme indiqué par les relations (3.55) et (3.56), malgré des écarts de températures qui seront radicalement différents dans le temps. Il est prouvé dans l'annexe A.7 que l'équation suivante, pouvant être reformulée (3.58), doit être respectée afin que le système fonctionne correctement :

$$\left(\frac{T_c - T_2}{T_1 - T_c} \right) \frac{k_{c2}}{k_{c1}} = \left(\frac{T_f - T_2}{T_1 - T_f} \right) \frac{k_{f2}}{k_{f1}} \quad (3.57)$$

$$\text{soit} \quad \left(\frac{T_1 - T_f}{T_1 - T_c} \right) \left(\frac{T_c - T_2}{T_f - T_2} \right) = \left(\frac{k_c}{k_f} \right)_1 \left(\frac{k_f}{k_c} \right)_2 = \left(\frac{k_{c1}}{k_{c2}} \right) \left(\frac{k_{f2}}{k_{f1}} \right) > 1 \quad (3.58)$$

L'équation (3.58) indique les ratios de conductivités thermiques à respecter selon les températures T_1 et T_2 qu'est capable d'atteindre le matériau paramagnétique. Plus T_1 sera grand et T_2 petit, plus le produit des ratios de conductivités sera proche de 1 et donc facile à atteindre comme le montre la figure 3.35.

Il existe plusieurs solutions pour obtenir des conductivités thermiques variables dans le temps pour les séparateurs « froid » et « chaud », montrés dans la figure 3.33. La plus simple est d'utiliser des matériaux haute température dont la conductivité change avec la température. Par exemple, la conductivité de l'alumine diminue d'un facteur 5 entre 300 K et 1300 K [44]. Une autre solution

FIGURE 3.35 – Produit des ratios de conductivités thermiques lorsque $T_f = 600$ K.

serait d'utiliser une géométrie qui modifie le contact entre les séparateurs et le matériau paramagnétique. Par exemple, le concept présenté figure 3.36 permet d'alterner entre un contact conducteur et un contact isolant entre les parties, selon la température des matériaux, grâce à une dilatation thermique différente des éléments. Cette solution permet d'alterner directement le matériau qui fait office de séparateur, ce qui facilite la réalisation de grands ratios de conductivités. Les blocs conducteurs pourraient être en carbure de silicium (40 à 60 W/mK) et les blocs isolants en zircone (3 à 5 W/mK) [28]. Dans le cas présenté à la figure 3.36, le système à gauche présente un séparateur haut qui est conducteur et un séparateur bas qui est isolant puisque le matériau paramagnétique est froid. Le même système, lorsque le matériau paramagnétique est chaud (à droite), présente à l'inverse un séparateur haut qui est isolant et un séparateur bas qui est conducteur.

Comme expliqué précédemment, ce concept est toutefois considéré comme impossible à réaliser pour l'instant puisque les matériaux paramagnétiques ne sont capables de générer que de faibles variations de température sur une plage de température très restreinte.

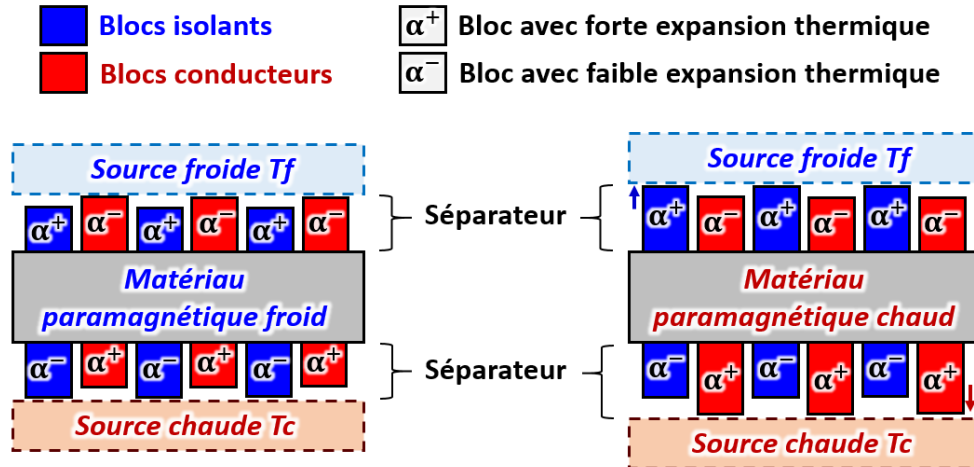


FIGURE 3.36 – Détails d'un concept qui modifie la conductivité des séparateurs selon la température du matériel paramagnétique.

3.4.9 Concept #8 : refroidissement par centrifugation d'un fluide

Ce concept propose d'utiliser le principe de flottaison d'un fluide léger sur un fluide plus lourd. Le but est d'utiliser la stratification thermique naturelle d'un fluide sous champ centrifuge afin d'imposer un fort gradient thermique dans les parois solides qui maintiennent le fluide en place. Pour cela, une cavité située entre l'anneau composite et les pales de turbines est remplie d'un liquide, comme montré dans la figure 3.37. Le liquide situé le long de la paroi latérale entre les points #1 et #2 est refroidi par cette paroi, elle-même refroidie par convection avec de l'air frais. Ceci allège le liquide adjacent à la paroi entre les points #1 et #2. Soumis à un champ centrifuge d'environ 300 000 g, le liquide refroidi se déplace en direction de l'anneau composite. Ce liquide entame alors un premier virage au point #2 vers le plan de symétrie du phénomène, puis remonte en direction de la pale du point #3 vers le point #4. Enfin, le liquide adjacent à la paroi horizontale en contact avec la pale s'échauffe entre les points #4 et #1. Le cycle peut alors recommencer. Si la convection entre le liquide et la paroi solide est assez forte, la paroi devrait présenter un gradient thermique radial qui est similaire au liquide. Ceci devrait protéger l'anneau composite de la chaleur de la pale. La figure 3.37 est présentée « à l'envers » par rapport aux autres afin que le champ centrifuge soit dirigé vers le bas et ainsi rendre le sens de circulation du fluide plus instinctif à comprendre.

Afin que le concept fonctionne, il faut respecter plusieurs conditions :

- la convection naturelle doit dominer la conduction, afin de supprimer le chemin thermique du point #4 vers le point #3 ;
- le coefficient de convection avec le liquide le long de la paroi latérale entre les points #1 et

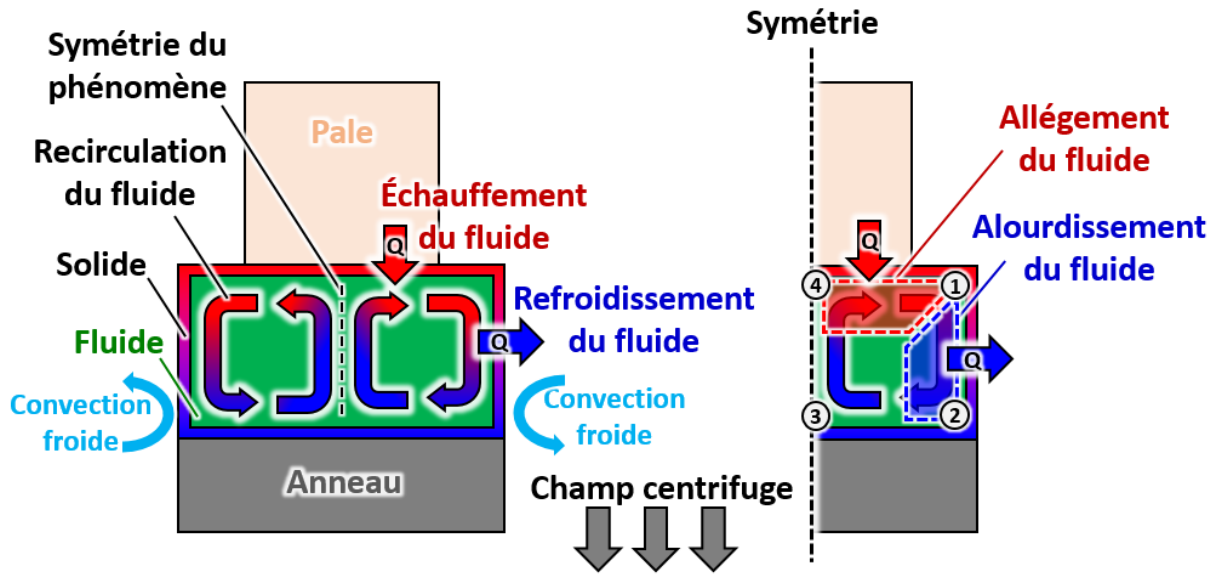


FIGURE 3.37 – Détails d'un concept qui modifie la conductivité des séparateurs selon la température du matériel paramagnétique.

#2 doit être assez grand pour que la paroi solide soit proche de la température du liquide adjacent ;

- il faut qu'un liquide avec les bonnes propriétés physiques existe ;
- il faut que le flux de chaleur qui traversent la paroi verticale puisse être évacué par convection forcée.

Dans la littérature, de nombreux articles présentent des résultats d'études analytiques, numériques et expérimentales pour des cas de convection naturelle dans une cavité [45, 46, 47, 48, 49, 50, 51]. La grande majorité de ces articles étudie des cavités dont au moins deux parois à températures différentes entraînent la circulation du liquide. Par exemple, le « plafond » froid ou le « sol » chaud d'une cavité favorise la convection naturelle, alors qu'un « plafond » chaud et un « sol » froid ne font que modifier la température de la cavité par conduction. De nombreuses conditions aux limites sont étudiées aussi dans la littérature, comme des parois à température ou flux constants ou variables. Mais un seul article aborde le cas où une seule paroi favorise une recirculation [47], comme dans le cas présenté ici où seule la paroi froide fait circuler le liquide. Cet article étudie une cavité remplie de magnésium liquide, chauffée par le « côté » et refroidie par le « sol ». Les résultats expérimentaux sont effectués pour un nombre de Rayleigh entre $\sim 8,4 \times 10^7$ et $\sim 1,5 \times 10^9$ et indiquent qu'un gradient thermique horizontal bien régulier apparaît dans la cavité, signifiant que le liquide n'est pas violemment mélangé. Le nombre de Rayleigh est défini par l'équation suivante :

TABLE 3.6 – Propriétés des matériaux utilisables pour le concept.

Liquides	Sodium	Potassium	Bismuth	Étain
T° liquéfaction [K]	371	336	546	505
T° ébullition [K]	1156	1030	1837	2876
k [W/mK]	62,9	37,6	15	48
ρ [kg/m ³]	828	719,6	9640	6800
μ [Pa.s]	$2,27 \times 10^{-4}$	$1,71 \times 10^{-4}$	$1,17 \times 10^{-3}$	$1,25 \times 10^{-3}$
α [1/K]	$2,82 \times 10^{-4}$	$3,31 \times 10^{-4}$	$1,27 \times 10^{-4}$	$9,80 \times 10^{-5}$
C_p [J/kg.K]	122	761	134	240
Pr [-]	$4,42 \times 10^{-3}$	$3,45 \times 10^{-3}$	$1,05 \times 10^{-2}$	$6,25 \times 10^{-3}$
Nu [-]	$1,7 \times 10^8$	$1,0 \times 10^8$	$4,2 \times 10^7$	$1,3 \times 10^8$

$$Ra = Gr.Pr = \left(\frac{g\beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \right) Pr = \frac{g\beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu \alpha} \quad (3.59)$$

De manière générale, les articles présentant des conditions limites différentes suggèrent tous que la convection naturelle domine la conduction au-delà de $Ra \approx 10^4$. Cela corrèle bien avec les livres de référence en thermique qui prédisent l'apparition de cellules de recirculation pour $Ra > 1708$. Il faut donc atteindre au moins $Ra \approx 10^4$ pour que la convection domine.

Afin que le fluide de la cavité reste à l'état liquide, il faut que sa température de fusion soit inférieure à la température de fonte de l'anneau composite (~ 600 K) et que sa température d'ébullition soit supérieure à la température maximale admissible de la bague de refroidissement en Inconel® 718 (~ 1000 K). En se limitant aux matériaux non-alliés, puisque les alliages existent en nombre quasi-infini, il s'avère que seuls quatre éléments purs sont liquides entre 600 et 1000 K : le sodium, le potassium, le bismuth et l'étain dont les propriétés sont résumées dans le tableau 3.6. Compte tenu des conditions d'opération de la turbine de référence, ces liquides évolueraient entre $Ra \approx 5 \times 10^6$ à 3×10^{10} selon la hauteur de la cavité, comme présenté dans la figure 3.38. La convection naturelle dominerait donc complètement la conduction, ce qui est un point positif.

Une simulation thermique par éléments finis indique que si le liquide présente une stratification de 500 et 1000 K, il faut un coefficient de convection fluide supérieur à $1,0 \times 10^4$ W/m²K pour que les parois soient très proches de la température du fluide et que l'anneau composite reste plus froid que 620 K (voir simulation FEA et détails dans l'annexe A.8). Pour savoir si ce coefficient de convection est atteignable, le nombre de Nusselt correspondant est évalué. Le gradient thermique dans une ailette est proportionnel à $m * L$, qui est le produit du coefficient d'ailette et de la hauteur de l'ailette. Respecter ce produit revient à respecter le produit $\sqrt{h}L$ lorsque les autres paramètres sont constants, comme le montre les équations ci-dessous :

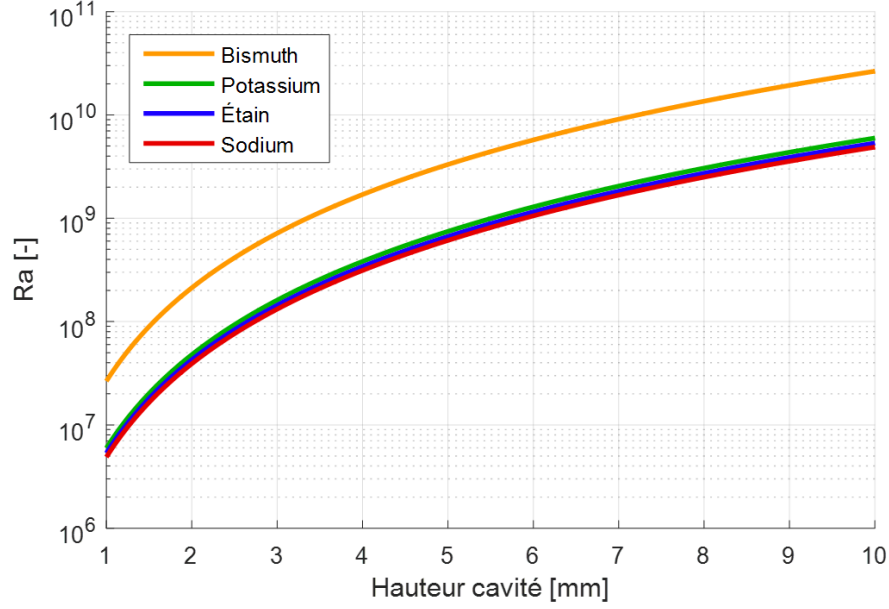


FIGURE 3.38 – Nombre de Rayleigh dans la cavité selon le liquide et la hauteur de la cavité.

$$mL = cste \rightarrow \sqrt{\frac{2h}{ke}}L = cste \rightarrow \sqrt{h}L = cste \quad (3.60)$$

$$\sqrt{h}L = \sqrt{h_{ref}}L_{ref} \text{ avec } h_{ref} = 1,0 \times 10^4 \text{ et } L_{ref} = 5,4mm \quad (3.61)$$

$$\rightarrow h = h_{ref} \left(\frac{L_{ref}}{L} \right)^2 \rightarrow Nu_{necessaire} = \frac{hL}{k} = h_{ref} \left(\frac{L_{ref}}{L} \right)^2 \frac{L}{k} \quad (3.62)$$

Connaissant le produit $\sqrt{h}L$ à respecter, il est possible de déduire le nombre de Nusselt à respecter afin de maintenir l'anneau composite sous 620 K :

$$\Rightarrow Nu_{necessaire} = h_{ref} \frac{L_{ref}^2}{kL} \quad (3.63)$$

Cette valeur de Nusselt à respecter est tracée en figure 3.39 et varie globalement entre 0,7 et 30 selon la hauteur du liquide et la hauteur de la cavité, qui varie ici de 1 à 10 mm.

La littérature montre un lien très fort entre les nombres de Nusselt et de Rayleigh, quelles que soient la géométrie et les conditions aux limites du problème [46] [48], comme indiqué en noir sur la figure 3.40. Ces valeurs de Nusselt dépassent le Nusselt minimum nécessaire à protéger l'anneau composite, tracé en couleur sur la figure 3.40. Il semble donc possible d'utiliser le potassium, l'étain ou bien le sodium pour refroidir le système. Cependant, concevoir un tel système de

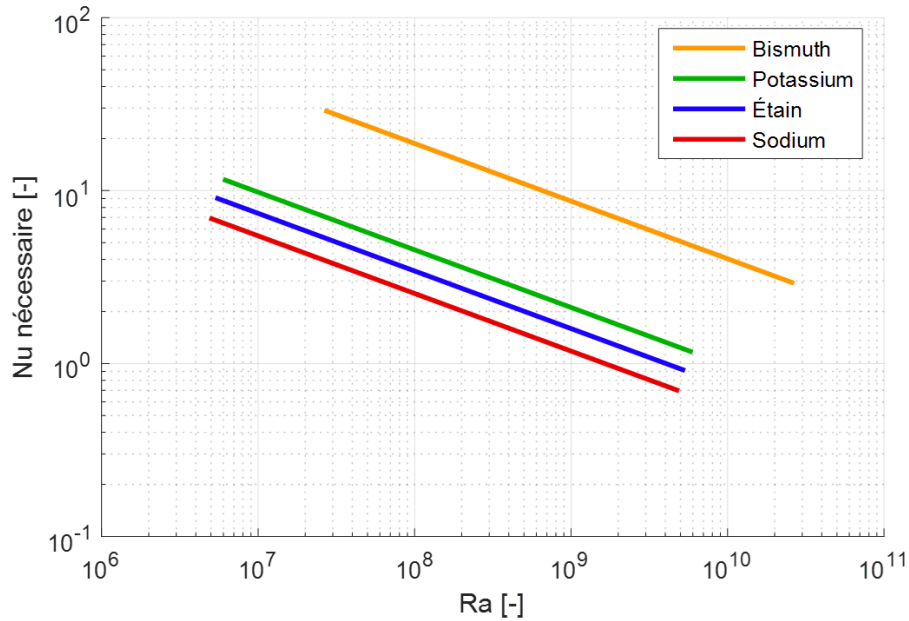


FIGURE 3.39 – Nombre de Nusselt nécessaire à maintenir l’anneau composite sous 620 K.

refroidissement nécessite un travail approfondi car la littérature souligne notamment l’impact des conditions aux limites [50] et de l’épaisseur des parois [52] sur les résultats. De plus, les résultats de simulations publiés n’intègrent pas toujours un modèle de turbulence. Compte tenu du grand nombre de Rayleigh potentiel du concept présenté ici, un tel modèle de turbulence serait peut-être nécessaire.

Pour résumer : après cette étude préliminaire, il semble possible d’atteindre un coefficient de convection suffisant dans la bague de refroidissement pour protéger l’anneau composite à condition que le fluide reste bien stratifié. Cependant, il reste plusieurs incertitudes majeures et un travail plus approfondi est nécessaire pour savoir si ce concept fonctionne réellement. Il serait notamment nécessaire de concevoir des ailettes latérales pour évacuer la chaleur du fluide vers l’extérieur de la bague. Pour ces raisons, le concept de refroidissement par centrifugation fluide est abandonné ici mais il n’est pas prouvé qu’il est impossible à mettre en œuvre un jour.

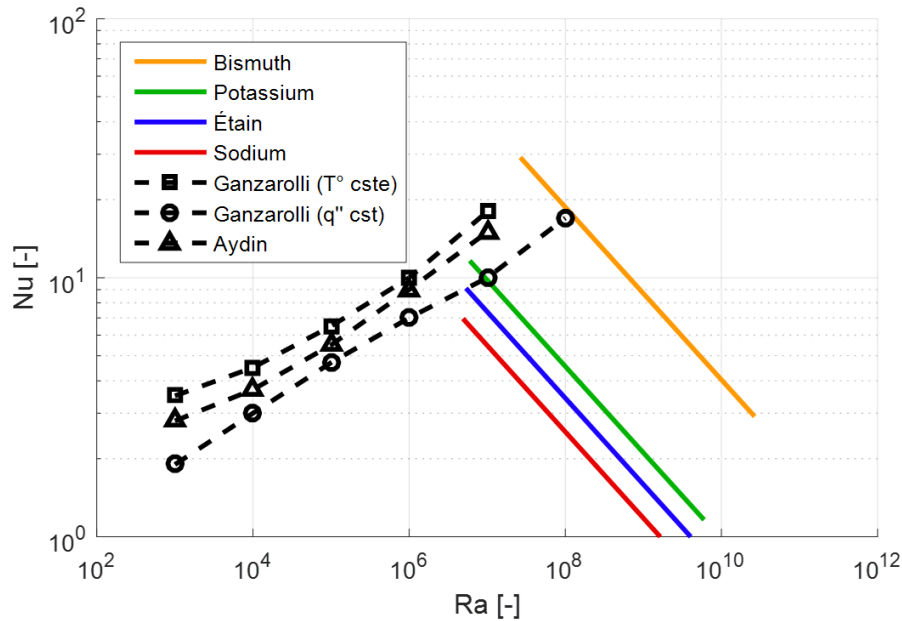


FIGURE 3.40 – Nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh selon la littérature (noir) [46] [48] et relation $Nu = f(Ra)$ minimum pour protéger l’anneau composite (couleur).

3.5 Résumé et conclusion

Dans cette section, plusieurs concepts de refroidissement de l’anneau composite sont proposés. Une étude théorique a été menée pour déterminer quels sont les concepts qui sont réalisables et parmi eux quel est le système de refroidissement qui impacte au minimum l’efficacité du moteur. Les pertes prises en compte sont la friction aérodynamique autour de l’anneau composite et du système de refroidissement, les pertes par pompage du débit de refroidissement et les pertes de chaleur.

Le coût en efficacité des quatre concepts réalisables est résumé dans le tableau 3.7. L’utilisation de canaux métalliques simples semble être le meilleur compromis entre pertes d’efficacité et facilité de fabrication, avec un coût de 3,3 points. Le concept de superposition isolants/conducteurs est moins coûteux de -0,9 points, avec une hypothèse très optimiste qui considère que la densité des matériaux qui composent le système est deux fois plus faible que leur véritable densité afin de représenter d’hypothétiques enlèvements de matière. C’est ce que signifie « masse considérée = 50% » dans le tableau récapitulatif 3.7. Mais ce concept de superposition est nettement plus difficile à fabriquer que les ailettes simples puisqu’il est composé de dix anneaux de 0,5 mm chacun, dont cinq anneaux de zircone et cinq en Inconel® 718 disposés en alternance. Le concept avec des ailettes latérales a quant à lui un coût estimé à 5,5 points, ce qui le rend automatiquement moins bon qu’un système avec des canaux simples malgré la même hypothèse de densité deux fois plus faible.

TABLE 3.7 – Coût des différents concepts exprimé en pertes de point d'efficacité.

Concept	Coût sans tampon	Coût avec tampon	Masse considérée
#1 : Canaux simples	3,3 points	1,9 points	100%
#3 : Ailettes latérales	5,5 (+67%)	2,3 (+21%)	50%
#4 : Superposition isol./cond.	2,4 (-27%)	2,2 (+16%)	50%
#5 : Écoulement contre-flux	5,6 (+70%)	3,9 (+105%)	50%

Enfin, un système utilisant le principe d'écoulement *contre-flux* présentera un coût d'au moins 5,6 points soit 2,3 points de plus que les ailettes simples. L'utilisation d'un tampon isolant en zircone de 1 mm d'épaisseur a aussi été envisagée et évaluée dans le cas où cette modification du système rendrait un autre concept moins coûteux en efficacité que les canaux simples. Le même tableau 3.7 résume le coût de chacun des concepts s'ils utilisaient un tampon isolant. Bien qu'un tel tampon réduise les pertes pour certains concepts plus que pour d'autres, la solution des canaux simples reste la plus intéressante avec un coût de seulement 1,9 point d'efficacité. Cette solution devient même moins coûteuse que le concept de superposition isolants/conducteurs. Pour ces différentes raisons, c'est le concept utilisant des canaux simples qui est étudié plus en profondeur et implémenté dans le prototype de turbine.

Le concept avec canaux simples (concept #1) est la meilleure des solutions pour plusieurs raisons. Tout d'abord, cette configuration est naturellement la plus légère des quatre comparées ici, puisque les canaux sont dessinés dans la bague de refroidissement par enlèvement de matière et laissent ainsi environ deux tiers de vide. Il en résulte un système plus léger, donc un anneau composite plus petit qui va générer moins de friction aérodynamique. De plus, pour les deux concepts #3 et #4, leurs ailettes sont peu efficaces à cause de l'Inconel® 718 qui est peu conducteur par rapport à du cuivre qui l'est 21 fois plus par exemple. Ces deux concepts nécessitent alors de grandes ailettes qui génèrent beaucoup de friction aérodynamique. À l'inverse, la faible conductivité de l'Inconel va être utile pour les canaux simples puisque le gradient thermique est inversement proportionnel à la conductivité thermique du système. Enfin, l'inclinaison des canaux simples du concept #1 permet de générer de grandes vitesses d'écoulement, donc un grand échange convectif, tout en limitant le débit qui traverse le système car la vitesse axiale du fluide est faible. Ce n'est pas le cas pour le concept #5 (*contre-flux*) qui par conséquent consomme beaucoup plus de débit pour générer un même coefficient de convection. Ce sont ces trois raisons qui font que le concept #1 présente peu de pertes par rapport aux autres.

Il est fait mention au début de ce chapitre d'une possible augmentation des pertes par friction aérodynamiques de +35% pour ce type de turbine. Comme les concepts #3 et #4 ont de grandes surfaces latérales d'échange, tenir compte de ce +35% de friction revient à les pénaliser plus que

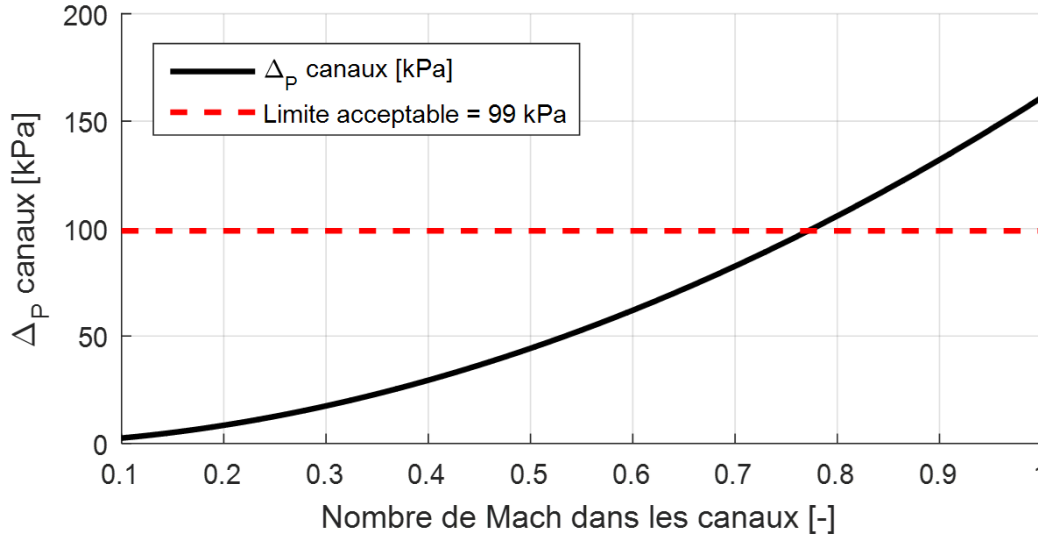


FIGURE 3.41 – Pertes de charge dans les canaux simples selon la vitesse de l'écoulement.

le concept de canaux simples (#1). Le possible surplus de friction tend alors à rendre le concept de canaux simples encore plus intéressant par rapport aux autres concepts.

Une perte de charge va être générée dans les canaux lorsque l'air de refroidissement va les traverser. Contrairement à un échangeur de chaleur où la perte de pression doit être limitée, ici une certaine valeur doit être atteinte. En effet, afin de contrôler les fuites entre le circuit de refroidissement et l'écoulement principal, il est primordial que les pressions en entrée et en sortie de ces deux circuits soient semblables. L'écoulement chaud principal subit une diminution de pression de 99 kPa en traversant le rotor de turbine (voir le tableau 3.5), donc la perte de pression dans les canaux doit être au minimum équivalente à 99 kPa. Cela permet d'assurer que la fuite en entrée des canaux de refroidissement soit bien dirigée en direction du fluide chaud et pas en direction du fluide froid. Une évaluation préliminaire de cette perte de charge a été réalisée pour le concept #1 selon la vitesse de l'écoulement froid avec la relation $\Delta P = 0,5\rho V^2 L f / D_h$ où ΔP est la perte de charge, ρ la densité du gaz, V la vitesse, L la longueur des canaux, D_h le diamètre hydraulique des canaux et f le facteur de friction de Darcy qui dépend de la rugosité relative et du nombre de Reynolds. Les résultats sont tracés dans la figure 3.41. La perte de charge calculée ici est évaluée en considérant uniquement la friction pariétale (3 μm de rugosité assumée) et pas la chaleur absorbée par le débit froid. Une perte de charge suffisante sera atteinte pour $\text{Mach} > 0,77$. Ceci est plutôt pratique puisque l'écoulement froid devra être rapide pour générer suffisamment de convection pour maintenir l'anneau composite à une température convenable. Ces pertes de charges sont investiguées plus en détails dans la suite de la thèse, notamment en intégrant la chaleur libérée dans les canaux.

Chapitre 4

Modélisation et validation du système

Ce chapitre présente les modèles analytiques 1D utilisés pour concevoir le système de refroidissement qui utilise des ailettes simples droites ainsi que les validations numériques et expérimentales qui ont été faites pour valider le bon fonctionnement du système. Le but est de savoir si un système métallique comme celui qui est présenté peut protéger convenablement l'anneau composite en ne consommant qu'un débit de refroidissement raisonnable.

Un modèle aérothermodynamique a été conçu pour calculer les conditions d'écoulement de l'air de refroidissement et les coefficients de convection le long des canaux de refroidissement. Un modèle thermique quasi-1D utilise ces coefficients de convection comme entrées pour calculer la température dans tout le système de refroidissement. Parce que le modèle thermique a besoin des coefficients de convection pour déterminer la chaleur extraite des ailettes et que le modèle aérothermodynamique a besoin de la chaleur extraite pour déterminer les coefficients de convection, les deux modèles sont résolus itérativement. Un résumé des entrées et des sorties des deux modèles 1D est présenté à la figure 4.1.

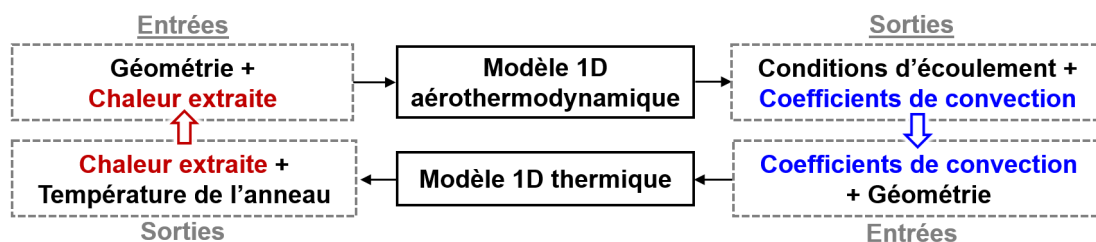


FIGURE 4.1 – Résumé des entrées et sorties des modèles 1D.

4.1 Modèle aérothermodynamique 1D

Le modèle 1D aérothermodynamique, basé sur le modèle généralisé d'écoulement unidimensionnel proposé par Shapiro [53], permet d'estimer la vitesse et les propriétés thermodynamiques de l'air froid à différentes stations axiales à travers le système de refroidissement. La figure 4.2 présente ces différentes stations. Le modèle considère le transfert de chaleur, la variation de la section transversale et le frottement aux parois. Le modèle aérothermodynamique fournit la température du gaz ainsi que les coefficients de convection au modèle thermique et calcule la chute de pression à travers les canaux. Pour cela, il utilise les relations

$$\frac{dM^2}{M^2} = -\frac{2\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)}{1-M^2} \left(\frac{dA}{A}\right) + \frac{1+\gamma M^2}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T}\right) + \frac{\gamma M^2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)}{1-M^2} \left(4C_f \frac{dx}{D}\right) \quad (4.1)$$

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{1-M^2} \left(\frac{dA}{A}\right) + \frac{1}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T}\right) + \frac{\gamma M^2}{2(1-M^2)} \left(4C_f \frac{dx}{D}\right) \quad (4.2)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{(\gamma-1)M^2}{1-M^2} \left(\frac{dA}{A}\right) + \frac{1-\gamma M^2}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T}\right) - \frac{\gamma(\gamma-1)M^4}{2(1-M^2)} \left(4C_f \frac{dx}{D}\right) \quad (4.3)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{M^2}{1-M^2} \left(\frac{dA}{A}\right) - \frac{1}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T}\right) - \frac{\gamma M^2}{2(1-M^2)} \left(4C_f \frac{dx}{D}\right) \quad (4.4)$$

$$\frac{dP}{P} = \frac{\gamma M^2}{1-M^2} \left(\frac{dA}{A}\right) - \frac{\gamma M^2}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T}\right) - \frac{\gamma M^2 [1 + (\gamma-1)M^2]}{2(1-M^2)} \left(4C_f \frac{dx}{D}\right) \quad (4.5)$$

avec M le nombre de Mach du gaz, V sa vitesse, T sa température, ρ sa densité, P sa pression, γ l'indice adiabatique, A la section de passage du gaz, q la chaleur reçue par le gaz, c_p sa chaleur spécifique, C_f le coefficient de friction et D le diamètre de la section de passage.

Afin de résoudre ces équations, le modèle 1D aérothermodynamique discrétise spatialement le canal en 100 éléments de longueur constante dx . Le modèle utilise alors les conditions d'entrée qui sont connues (P , T , V , ρ et M) pour calculer C_f et c_p ainsi que chaque dérivée locale (dM^2/M^2 , dV/V , etc.) pour le premier pas spatial. Connaissant les dérivées pour le premier pas spatial, les propriétés sont déduites pour le deuxième pas. L'opération de calcul des dérivées et des propriétés est ainsi répétée jusqu'à arriver jusqu'au dernier pas spatial. Pour cela, il est assumé que la chaleur reçue q est distribuée uniformément tout au long du canal.

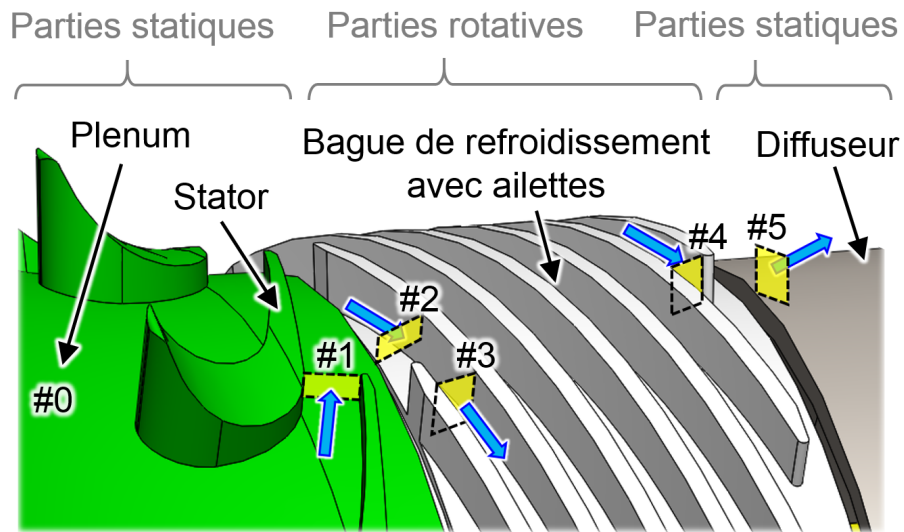


FIGURE 4.2 – Stations utilisées pour le modèle aérodynamique 1D. L’anneau composite et l’anneau externe sont cachés pour augmenter la lisibilité.

4.1.1 Comportement de l’écoulement

Dans le plenum, le gaz de refroidissement est presque à l’arrêt (station #0 de la figure 4.2). Sa vitesse augmente ensuite en traversant le stator et sa température statique diminue jusqu’à la station #1. Le débit de refroidissement passe ensuite dans le référentiel tournant de la station #2, avec la même pression et la même température qu’à la station #1. Le changement de section de passage entre le stator et le rotor, en raison de leur hauteur qui est différente, conduit à des conditions thermodynamiques différentes sur la station #3. L’air de refroidissement extrait la chaleur des ailettes des stations #3 à #4, ce qui réduit sa densité et l’accélère. Le frottement contre les parois du canal diminue la pression de l’air et augmente aussi sa température. Cet échauffement baisse alors la densité de l’air, ce qui le fait accélérer. Ainsi, l’extraction de chaleur et le frottement à la paroi provoquent tous les deux l’accélération du gaz de refroidissement. Comme les canaux sont droits, il est impossible pour l’écoulement d’y dépasser $Mach = 1$. L’air sort finalement du système tournant à la pression du diffuseur, considérée légèrement sous-atmosphérique, à la station #5. Parce qu’il extrait de la chaleur des canaux, l’air de refroidissement va naturellement chauffer, ce qui fait que l’avant de la bague de refroidissement devrait être plus frais que l’arrière.

Pour simuler cette écoulement, plusieurs variables sont renseignées initialement :

- conditions P_0 et T_0 dans le plenum ;
- pression P_1 en entrée des canaux pour être semblable à l’écoulement chaud principal ;
- angle et hauteur des pales du stator à la station #1 ;
- hauteur des canaux.

— rayon intérieur du système de refroidissement et vitesse de rotation.

Toutes les autres variables sont calculées par le modèle qui traite chaque station l'une après l'autre. Le modèle commence par la station #1 pour finir par la station #5. Ainsi le débit de refroidissement est une variable de sortie du modèle. Il est ajusté en modifiant la hauteur des pales de stator ou bien en variant l'angle des pales du stator, ce qui modifie la surface de passage de l'écoulement. Le débit dépend aussi de la vitesse en sortie du stator qui dépend elle-même du ratio de pression P_1/P_0 . L'angle des canaux de refroidissement est aussi une variable de sortie du modèle. Il est calculé à partir de la vitesse et de l'angle à la station #1 ainsi que la vitesse de rotation de la turbine. En appliquant un triangle de vitesses entre les stations #1 et #2, le modèle déduit la vitesse et l'angle de l'écoulement à la station #2 (entrée des canaux). Une accélération suffisamment grande doit avoir lieu dans le stator pour que la vitesse en sortie du stator soit assez grande et que l'entrée des canaux soit subsonique. Le modèle n'étant pas fait pour « travailler » en sonique ou supersonique, le calcul stoppe dès que l'écoulement atteint $Mach = 1$ quelque part.

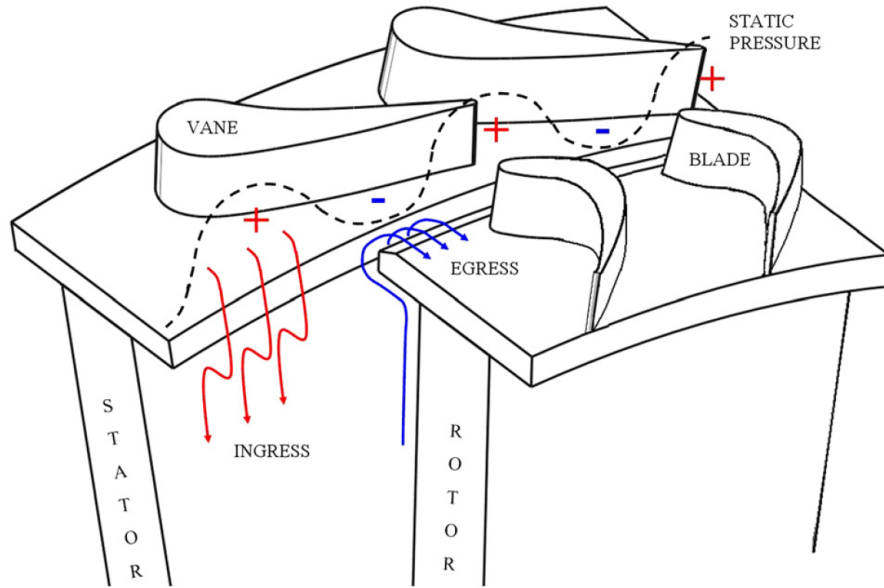
Il est à noter que le coefficient de convection est directement lié au coefficient de friction C_f par l'analogie de Reynolds, comme indiqué dans la relation

$$C_f \frac{Re_D}{2} = Nu_D Pr^{-1/3} \quad (4.6)$$

Cela signifie que pour augmenter le coefficient de convection dans les canaux de refroidissement, donc le nombre de Nusselt Nu_D , il faut augmenter le coefficient C_f provoquant ainsi une baisse de pression plus forte au travers des canaux et une accélération plus grande des gaz. Il existe ainsi une limite de coefficient de convection qui ne peut pas être dépassée. Typiquement, le coefficient de friction dans le prototype miniature de turbine vaut $C_f = 0,08$.

4.1.2 Hypothèse principale

Les modèles 1D ne tiennent pas compte des éventuelles fuites qui peuvent avoir lieu à l'entrée du système de refroidissement entre le débit d'air froid et le flot principal chaud. Dans la réalité, mêmes si les pressions des écoulements principal et secondaire sont identiques en entrée et sortie de la turbine, des fuites auront successivement lieu entre les écoulements à cause des oscillations de pression dues à la présence des pales (voir figure 4.3). Ce phénomène d'aller et retour du gaz lors du changement de repère, connu dans la littérature sous le nom de *ingress/egress*, n'est pas pris en compte dans les modèles. Pour empêcher les fuites de gaz chauds vers le système de refroidissement, il faudrait augmenter la pression d'alimentation du débit froid. L'hypothèse principale est donc que l'écoulement chaud et celui de refroidissement ne se mélangent pas du tout afin de faciliter la compréhension du système. L'impact de telles fuites est cependant pris en compte lors des essais expérimentaux ainsi que dans le chapitre 5 où l'efficacité du moteur est évaluée.

FIGURE 4.3 – Représentation du phénomène de *ingress/egress* [54].

4.1.3 Choix de la forme du stator

Pour injecter le bon débit massique de refroidissement dans les canaux, le stator de refroidissement n'a pas besoin d'avoir la même hauteur que le rotor. Une hauteur de stator plus faible est suffisante pour atteindre le débit nécessaire. Passer d'un petit à un grand canal est aussi une géométrie qui facilite l'injection du débit froid puisque stator et rotor sont des pièces qui ne se touchent pas. Il existe alors deux géométries de stator possibles : le stator peut être fin et quasi-continu ou bien plus épais et discontinu comme montré dans la figure 4.4. Le terme « quasi-continu » est utilisé à cause de la présence incontournable des pales de stator. Chaque configuration apporte un avantage et un inconvénient. Si le stator est fin et quasi-continu, la distribution tangentielle de pression en sortie peut être accordée avec la pression de sortie du stator de l'écoulement principal afin de limiter le phénomène de *ingress/egress*. Cela peut être fait en alignant la position des pales du stator de refroidissement avec celui de l'écoulement principal. Cependant, un stator fin va injecter l'air de refroidissement sur une faible partie des ailettes de refroidissement (voir figure 4.4), ce qui va limiter leur performance en entrée des canaux. Un stator discontinu épais va quant à lui fournir un jet sur une plus grande partie de l'ailette. L'avantage est que le jet sera pulsé, ce qui devrait augmenter le coefficient de convection. Cependant, la distribution tangentielle de pression en sortie du stator de refroidissement sera très différente de celle de l'écoulement principal à cause de la géométrie du stator de refroidissement, ce qui va favoriser la présence du phénomène de *ingress/egress*. De plus, bien qu'il soit pulsé, le jet va très peu améliorer l'échange convectif. Un jet pulsé est défini par son nombre de Reynolds Re , son nombre de Womersley $Wo = R\sqrt{\rho\omega/\mu}$ et son amplitude de

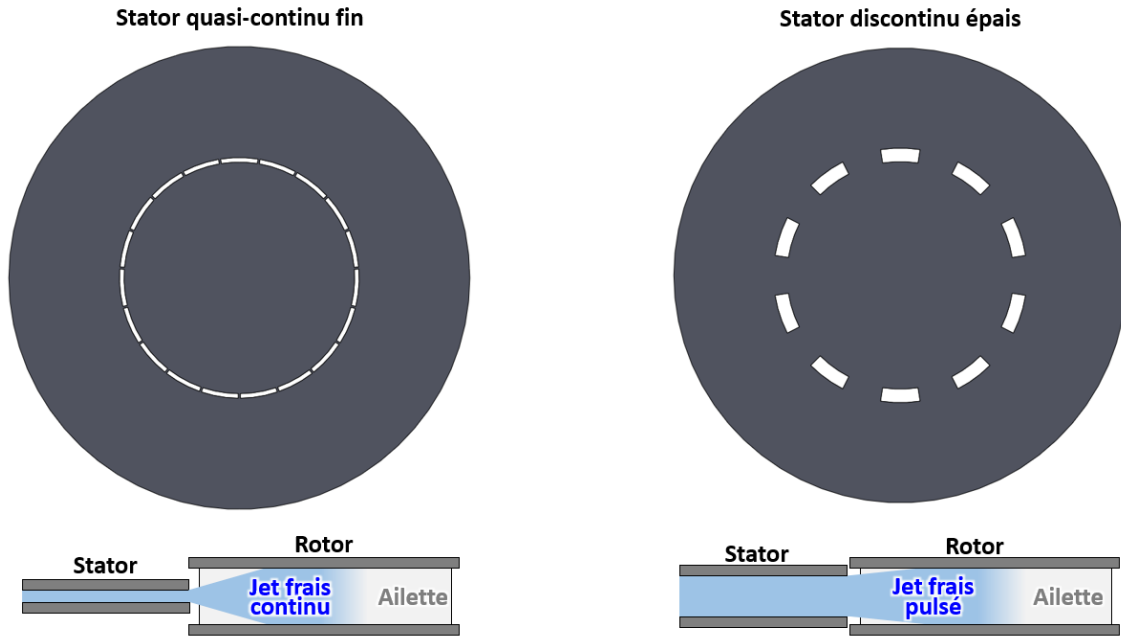
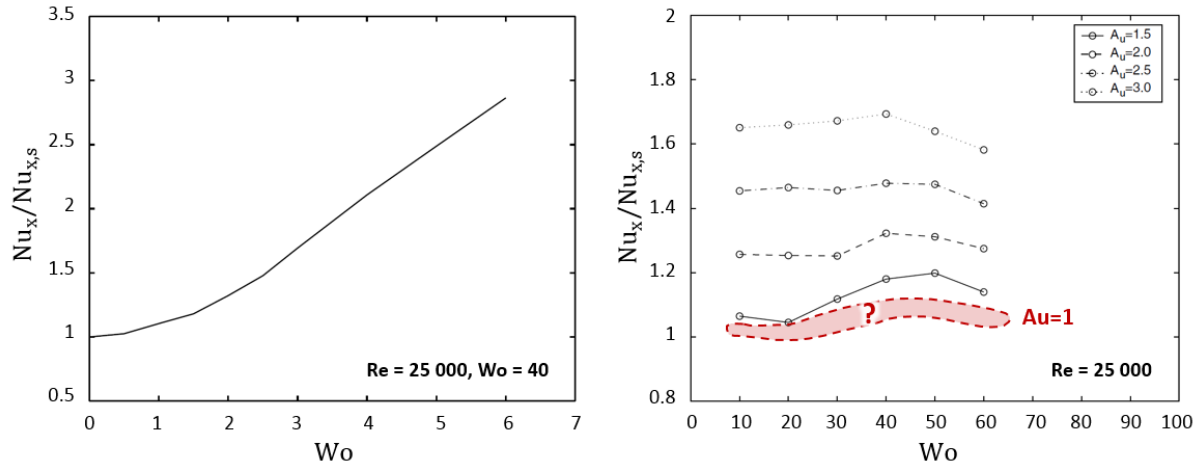


FIGURE 4.4 – Géométries de stator possibles et impact sur le jet : fin et continu (à gauche) ou bien plus épais et discontinu (à droite).

vitesse A_u définit par $u(t) = \bar{u}(1 + A_u \cos(\omega t))$. R est le rayon du tube, ρ la densité du gaz, ω la vitesse de pulsation (Hz) et μ la viscosité dynamique du gaz. Selon les dimensions de la turbine et les conditions de l'écoulement, ces paramètres vaudront $Re \simeq 16000 - 30000$, $Wo \simeq 25 - 33$ et $Au = 1$. Pour ces plages de valeurs, la littérature indique que l'augmentation du nombre de Nusselt liée à l'oscillation du fluide sera très faible [55] (voir figure 4.5). Donc dans notre cas, un jet pulsé ne présentera alors qu'un désavantage. La solution du stator fin et quasi-continu est donc préférée au stator épais et discontinu.

FIGURE 4.5 – Augmentation de Nu selon A_u (gauche) et Wo (droite) [55].

4.2 Modèle thermique quasi-1D

4.2.1 Chemin emprunté par la chaleur

Le système de refroidissement est présenté dans la figure 4.6 ainsi que le chemin du flux de chaleur qui le traverse. Les pales de turbine sont plongées dans le flot principal chaud et absorbent de la chaleur en la dirigeant par conduction radialement vers la bague de refroidissement. Le point le plus chaud du système de refroidissement est le point de contact entre la bague et la pale. Le point le plus chaud de la pale est quant à lui situé environ au milieu de la pale, entre le système de refroidissement et le moyeu de la turbine. Le taux de chaleur absorbé par la pale circule ensuite dans la bague de refroidissement tangentielle dans l'anneau de refroidissement en s'éloignant des pales. La bague, qui est longue est fine, agit comme une grande ailette soumise à la fois à de la convection chaude d'un côté et de la convection froide de l'autre. Les ailettes de refroidissement, qui sont les parois latérales des canaux, aspirent la chaleur depuis la bague de refroidissement en la répartissant sur les surfaces internes des canaux. Depuis ces surfaces internes, la chaleur est évacuée par convection grâce au flot froid qui traverse les canaux. Le système de refroidissement peut ainsi se résumer à des pales qui absorbent de la chaleur du flot principal et une bague de refroidissement qui répartit cette chaleur dans le fluide de refroidissement.

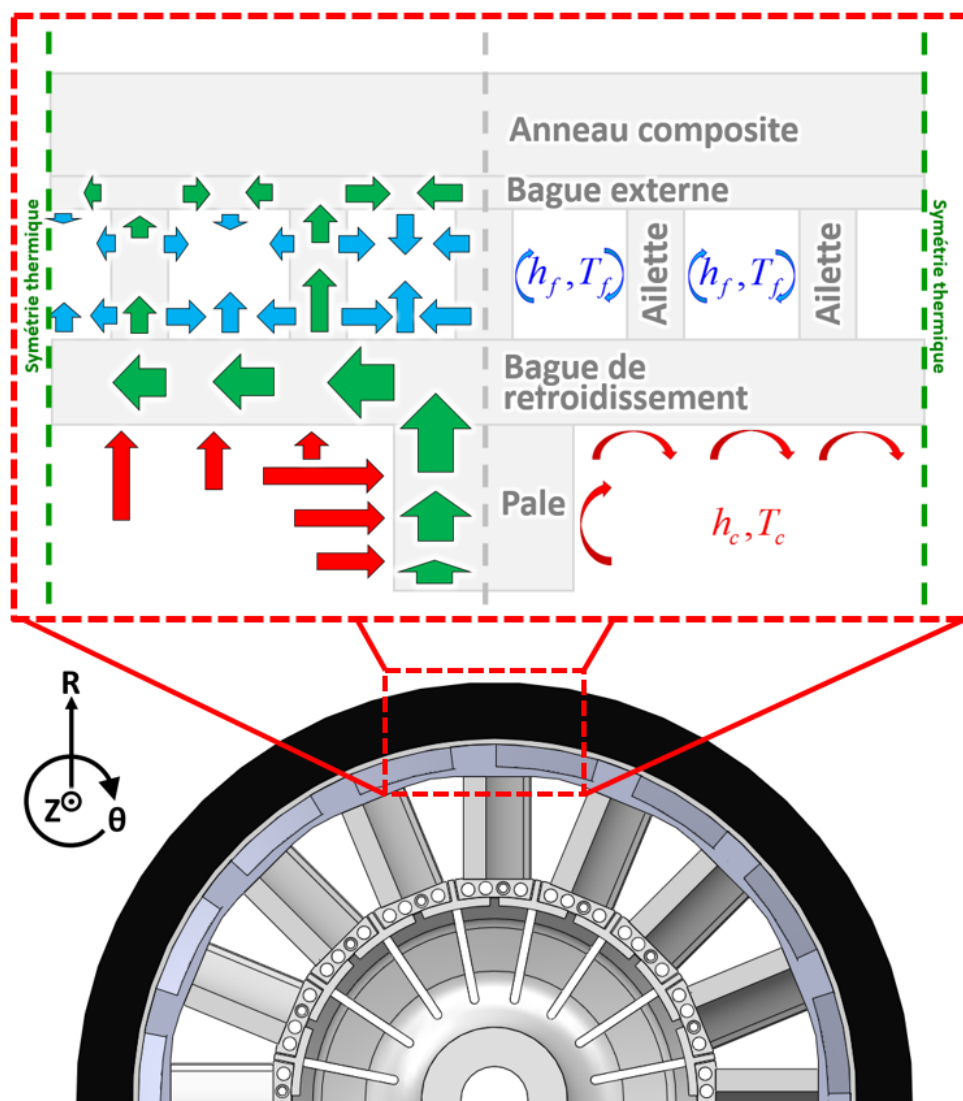


FIGURE 4.6 – Système de refroidissement et circulation des flux de chaleur. Les flèches bleues et rouges indiquent un flux de convection, les flèches vertes indiquent un flux de conduction.

4.2.2 Approximations

Dans le modèle thermique, l'hypothèse principale est que le flux de chaleur est bidimensionnel dans le plan (θ, R) . Cette hypothèse est nécessaire pour pouvoir modéliser en quasi-1D le système de refroidissement ainsi que les pales de la turbine, qui dans la réalité forment une géométrie complètement tridimensionnelle. Le modèle est considéré comme « quasi-1D » plutôt que « 2D » car seuls certains points de température sont évalués plutôt qu'un véritable champ de température continu dans les deux dimensions. Plusieurs simplifications sont aussi posées pour construire le modèle et sont vérifiées par la suite :

- le jet fin de refroidissement en entrée des canaux n'a pas d'impact local négatif sur le coefficient de convection ;
- l'épaisseur des ailettes doit représenter au moins la moitié de la largeur d'un canal pour limiter les concentrations de contraintes mécaniques ;
- la radiation est négligeable ;
- l'anneau composite se comporte comme un matériel adiabatique en raison de sa faible conductivité autour de 0,6 W/mK ;
- il existe l'équivalent d'une interface adiabatique environ aux deux tiers de la longueur de la pale de turbine, à cause de la présence du moyeu qui absorbe aussi de la chaleur ;
- la conductivité de chaque élément peut être considérée comme constante ;
- la hauteur du système est suffisamment faible par rapport au rayon pour considérer le problème dans un repère cartésien au lieu de cylindrique ;
- chaque élément est unidirectionnel, donc ne présente un gradient thermique que dans une seule direction ;
- les résistances de contact sont négligeables.

Le modèle thermique quasi-1D permet d'estimer le flux thermique absorbé par le système de refroidissement ainsi que la température pour différents nœuds dans le système. Ces différents nœuds sont indiqués dans la figure 4.7 par les marqueurs #1 à #6 . Les températures à l'extrémité des pales (nœud #1) et à la pointe des ailettes (nœud #5) sont les variables d'intérêt car elles doivent rester inférieures aux températures maximales de fonctionnement du superalliage utilisé pour la bague de refroidissement et de l'anneau composite respectivement. Bien que le transfert de chaleur réel à travers le système de refroidissement soit tridimensionnel, en raison de la disposition spatiale des canaux de refroidissement par rapport aux pales de la turbine, ce modèle 1D simple fournit des résultats précis pour les variables d'intérêt par rapport aux résultats numériques. Cela va être démontré prochainement.

La partie de la bague de refroidissement sans pale de turbine est une surface longue et fine soumise d'un côté à de la convection chaude et de l'autre côté à de la convection froide. L'échange

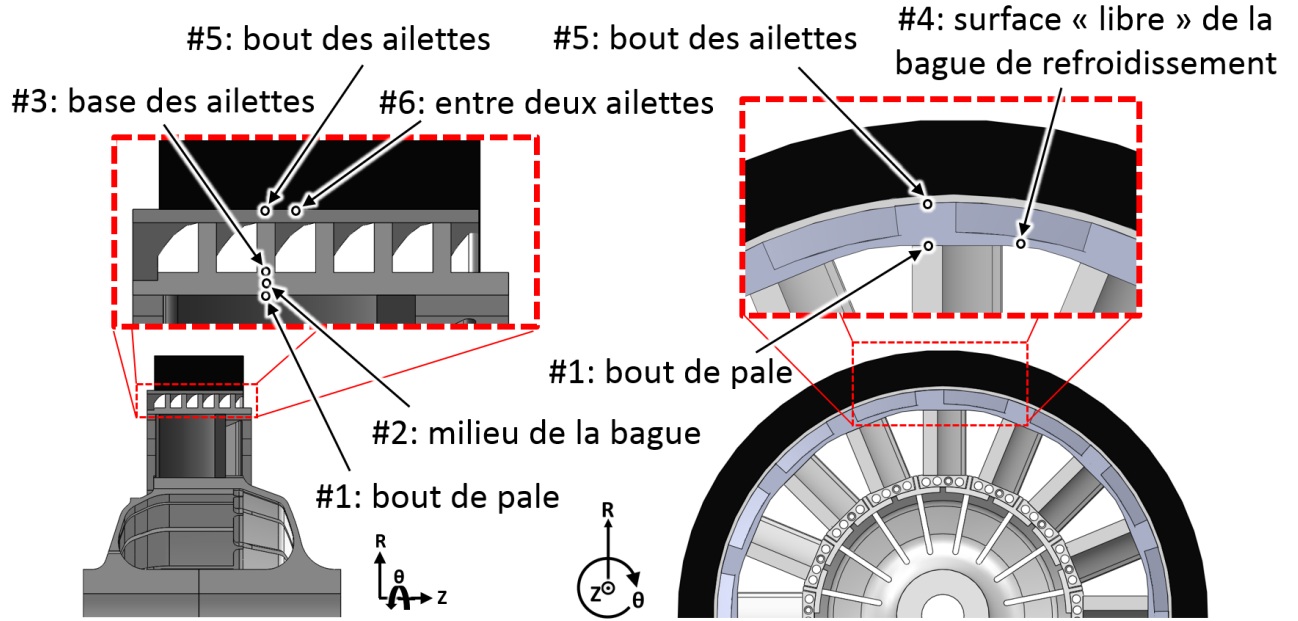


FIGURE 4.7 – Position des nœuds où la température est évaluée.

convectif entre le gaz froid et la bague de refroidissement est accentué par la présence des ailettes qui augmente virtuellement le coefficient de convection froid en augmentant les surfaces d'échange. La bague peut ainsi être considérée comme une grande ailette soumise à de la convection chaude et de la convection froide « amplifiée », comme indiqué dans la figure 4.8. Il est démontré dans l'annexe A.9 qu'une ailette qui est soumise à deux conditions de convection différentes T_f et h_f^* d'un côté, T_c et h_c de l'autre, peut en fait être considérée comme une ailette soumise à une seule condition de convection, comme montré dans la figure 4.8. Le coefficient de convection équivalent h_m vaut alors la moyenne des deux coefficients initiaux et la température d'échange par convection équivalente T_m est alors la moyenne des deux températures d'échange pondérées par le coefficient h , comme montré dans les relations suivantes :

$$h_m = \frac{h_f^* + h_c}{2} \quad (4.7)$$

$$T_m = \frac{h_f^* T_f + h_c T_c}{h_f^* + h_c} \quad (4.8)$$

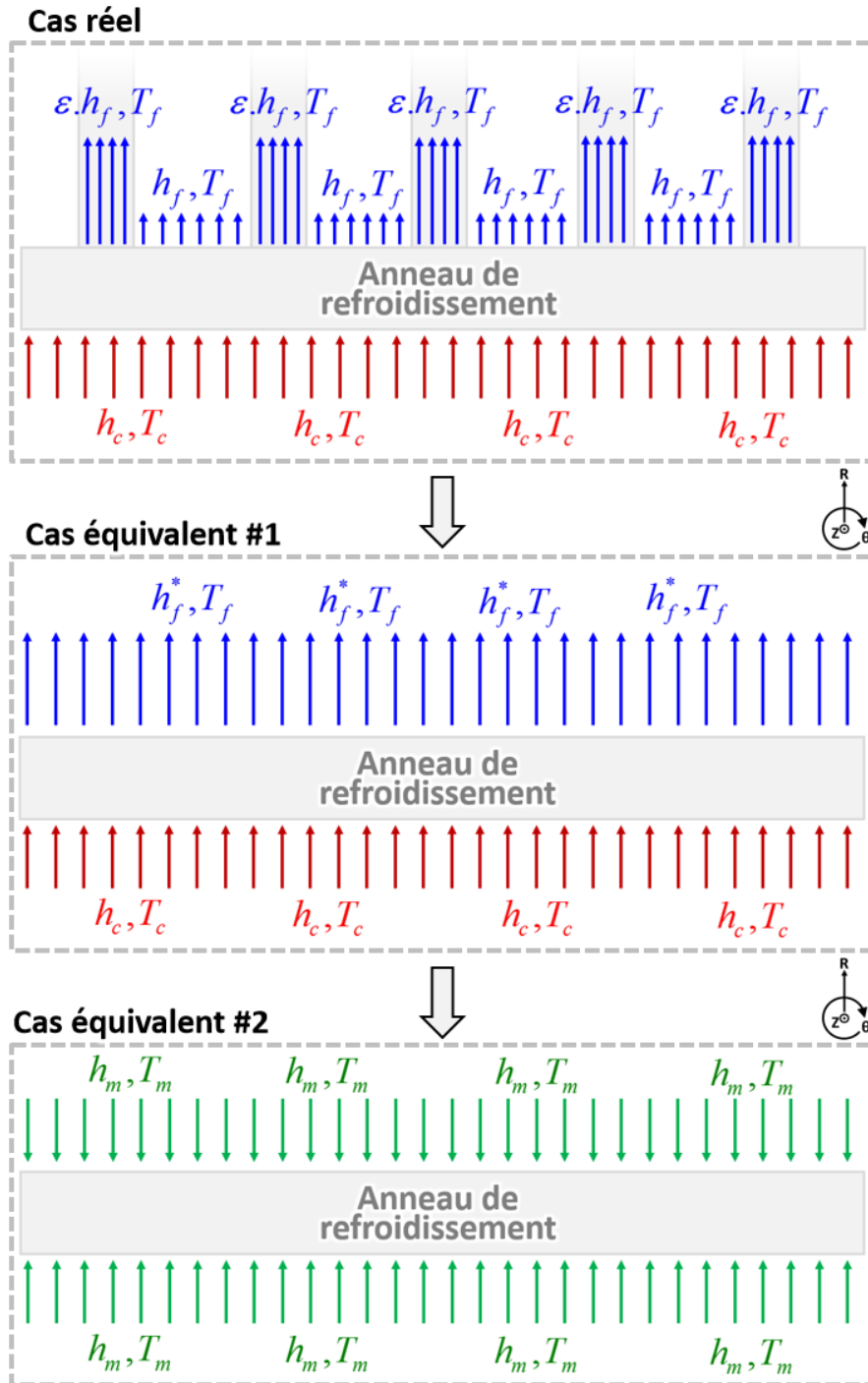


FIGURE 4.8 – Analogie possible entre la bague de refroidissement soumise à deux gaz et une ailette soumise à un seul gaz.

4.2.3 Méthode de résolution

Compte tenu des simplifications et en faisant l'hypothèse que le flux de chaleur est bidimensionnel dans le plan (θ, R) , le champ de température peut être évalué en résolvant le réseau de résistances thermiques présenté dans la figure 4.9. Les températures aux nœuds C , F et M sont respectivement celles du flot principal chaud, du flot secondaire froid et la température moyenne pondérée à laquelle est exposée la bague de refroidissement, calculée grâce à la relation (4.8).

Afin de déterminer le champ de température, il est considéré que la somme des taux de chaleur (W) en chaque nœud est nulle. Cette méthode est différente de celle utilisée dans le chapitre #3 « *Comparaison des Concepts* » où une densité de flux de chaleur constante q'' (W/m^2) dans la direction radiale était assumée pour un modèle préliminaire. Pour revenir à la description de ce modèle principal, le bilan d'énergie en chaque nœud donne le jeu d'équations suivant, où le terme \dot{q}_{ij} représente le taux de chaleur (W) dirigé du nœud i vers le nœud j :

$$\dot{q}_{C1} - \dot{q}_{12} = 0 \quad (4.9)$$

$$\dot{q}_{12} - 2 * \dot{q}_{2M} - \dot{q}_{23} = 0 \quad (4.10)$$

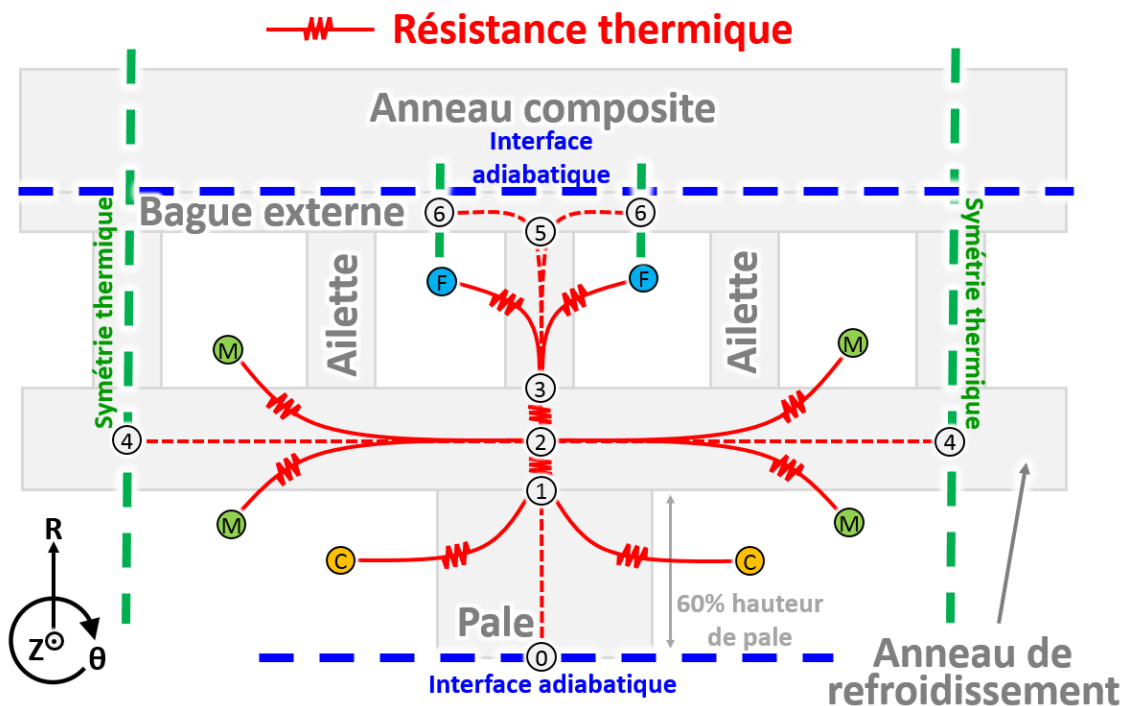


FIGURE 4.9 – Réseau de résistances thermiques résolu par le modèle 1D thermique.

$$\dot{q}_{23} - \dot{q}_{3F} = 0 \quad (4.11)$$

Chacun des termes précédents peut-être exprimé de la manière suivante :

$$\dot{q}_{ij} = \frac{\Delta T_{ij}}{R''_{ij}} * S_{ij} = C_{ij} * \Delta T_{ij} \quad (4.12)$$

où ΔT_{ij} est la différence de température, R''_{ij} la résistance thermique, S_{ij} la section de passage et C_{ij} est la conductance thermique entre les points i et j . Dépendamment qu'il s'agisse de convection ou bien de conduction entre chacun des nœuds, les résistances thermiques sont différentes. Celles utilisées dans le modèle sont les suivantes :

$$R''_{C1} = \frac{1}{\varepsilon_{1C} * h_{chaud}} \quad (4.13)$$

$$R''_{12} = R''_{23} = \frac{e_{bague}/2}{k_{bague}} \quad (4.14)$$

$$R''_{2M} = \frac{1}{\varepsilon_{2M} * h_m} \quad (4.15)$$

$$R''_{3F} = \frac{1}{h_f^*} \quad (4.16)$$

où ε est l'efficacité d'ailette des différents éléments agissant comme des ailettes, e_{bague} est l'épaisseur de la bague et h_m est le coefficient de convection moyen vu par la bague. h_f^* représente le coefficient de convection froid « équivalent » vu par la surface supérieure de la bague de refroidissement au niveau du point #3 et qui tient compte de la présence alternative des ailettes comme montré dans la figure 4.10. Puisque la base des ailettes représente un tiers de la surface de la bague, ce coefficient de convection froid équivalent suit la relation

$$h_f^* = \frac{1}{3} \varepsilon_{3F} h_f + \frac{2}{3} h_f \quad (4.17)$$

Ces différents jeux d'équations peuvent être résumés en une équation matricielle de la forme $[\mathbf{C}]\mathbf{T} + \mathbf{T}_{CL} = 0$ où $[\mathbf{C}]$ est la matrice des conductances, \mathbf{T} le vecteur de températures #1 à #3 et \mathbf{T}_{CL} le vecteur de températures aux conditions limites, c'est-à-dire les températures T_C , T_H et T_M . Cette équation matricielle est ensuite résolue directement, ce qui fournit les températures constantes T_1 , T_2 et T_3 . Il n'est cependant pas indispensable d'utiliser une équation matricielle pour résoudre ce problème.

Une fois que les températures T_1 , T_2 et T_3 sont évaluées, il est possible de déterminer les tem-

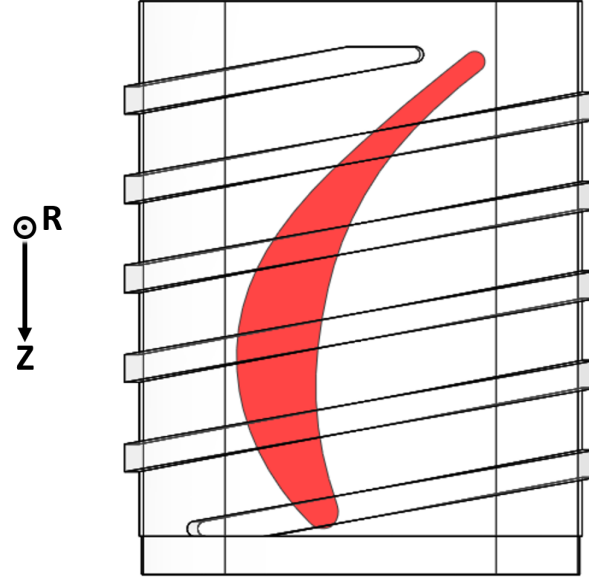


FIGURE 4.10 – « Vue du dessus » d'une seule pale de turbine. L'anneau composite est absent et le système de refroidissement est transparent. Les ailettes de refroidissement sont présentes de manière alternative au-dessus des pales.

pératures T_0 , T_4 , T_5 et T_6 avec la relation suivante qui permet de calculer la température dans une ailette dépendamment de la position dans celle-ci et des conditions géométriques et thermiques :

$$\frac{T(x) - T_{gaz}}{T_{base} - T_{gaz}} = \frac{\cosh(m(x - H))}{\cosh(mH)} \quad \text{avec} \quad m = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \quad (4.18)$$

où T_{gaz} est la température du gaz environnant l'ailette, T_{base} la température à la base de l'ailette, m est le coefficient d'ailette, h le coefficient de convection, k la conductivité thermique et e l'épaisseur de l'ailette. Pour calculer la température du nœud #5 par exemple, la relation (4.18) prendra la forme suivante :

$$\frac{T_5 - T_F}{T_3 - T_F} = \frac{\cosh(m(L_{35} - L_{36}))}{\cosh(mL_{36})} \quad \text{avec} \quad m = \sqrt{\frac{2h_{froid}}{k_{aillette}e_{aillette}}} \quad (4.19)$$

où L_{35} et L_{36} représentent respectivement la distance de #3 à #5 et la distance #3 à #6, c'est-à-dire la hauteur des canaux et la longueur totale d'échange de l'ailette avec le gaz froid. Les températures de l'air de refroidissement et de l'écoulement principal chaud varient en fonction de la position axiale dans la turbine. En effet, l'air de refroidissement s'échauffe en traversant les canaux et l'écoulement principal refroidit en traversant l'étage de turbine. Pour cette raison, le modèle thermique quasi-1D évalue la température de l'anneau composite en entrée et en sortie de l'étage de turbine. L'unique température de l'anneau annoncée par le modèle thermique est

alors une moyenne entre l'entrée et la sortie. Ces deux températures d'anneau sont proches et leur moyenne est représentative puisque l'air de refroidissement s'échauffe en même temps que l'écoulement principal refroidit en traversant l'étage de turbine.

4.2.4 Erreurs dues aux simplifications

Afin de déterminer si les erreurs générées par les simplifications sont raisonnables ou non, chaque simplification est validée ci-dessous.

Impact du jet en entrée des canaux

L'entrée des canaux de refroidissement est soumise à deux phénomènes particuliers. Tout d'abord, toute la hauteur H de l'ailette n'est pas plongée dans l'écoulement frais provenant du stator, comme montré dans la figure 4.11. Le fait que le débit massique passe par une section de passage plus petite en entrée va augmenter le nombre de Reynolds $Re_{entrée}$ et donc le nombre de Nusselt $Nu_{entrée}$. Comme le diamètre hydraulique est plus faible en entrée, la rugosité relative ε/D y est plus grande et cela augmente encore plus le $Nu_{entrée}$. Cela entraîne un coefficient de convection $h_{entrée}$ beaucoup plus fort que le coefficient moyen dans le reste du canal. Cependant, la performance d'une ailette est liée à son coefficient $\sqrt{h} * H$, comme expliqué plus loin dans ce document. Ainsi, malgré un fort coefficient $h_{entrée}$, la faible hauteur $H_{entrée}$ apporte une baisse de performance de l'ailette. Il est montré dans l'annexe A.10 que dépendamment des conditions d'écoulement et de la géométrie, le coefficient $h_{entrée}$ est deux à sept fois plus faible que ce qu'il devrait être pour que la performance de l'ailette en entrée soit la même que dans le reste du canal de refroidissement. Cependant, ce manque de convection est très local et le phénomène s'estompe sur une longueur d'un à quatre diamètres.

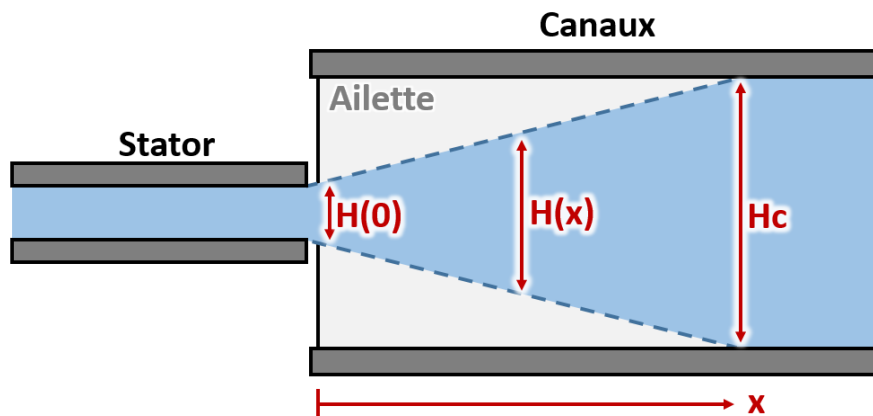


FIGURE 4.11 – Surface de l'ailette recouverte par le flot d'air frais.

Le second phénomène qui apparait au début des canaux est le phénomène de région d'entrée. Dans cette partie des canaux, les couches limites hydrauliques et thermiques se développent, ce qui augmente les pertes de pression et l'échange de chaleur localement puisque les gradients de vitesse et de température dans cette zone sont beaucoup plus grands. Il est possible d'exprimer le Nusselt moyen $\overline{Nu}(x)$ selon la position dans le canal et de le rapporter au Nusselt moyen $\overline{Nu}(\infty)$ pour une longueur de tube suffisamment longue pour que la région d'entrée soit négligeable. Pour un écoulement turbulent comme ici, la littérature préconise la relation ci-dessous [56] avec λ_0^2 et G_0 des constantes dépendant des conditions :

$$\frac{\overline{Nu}(x)}{\overline{Nu}(\infty)} = 1 + \frac{RePr}{2(x/D)\lambda_0^2} \ln\left(\frac{\lambda_0^2}{8G_0}\right) \quad (4.20)$$

Dans un cas comme le nôtre, ces coefficients valent $\lambda_0^2 \simeq 219$ et $G_0 \simeq 26,6$. La relation (4.20) fournit alors le ratio $\overline{Nu}(x)/\overline{Nu}(\infty)$. La valeur de ce ratio est présentée dans la figure 4.12 et comparée avec l'effet du jet. Selon la puissance de la turbine, les longueurs de canaux vont être comprises entre 16 et 20 diamètres, ce qui signifie que la région d'entrée aurait augmenté le Nusselt moyen de +12% à +15% s'il n'y avait pas la présence du jet fin. Comme l'effet d'entrée apporte un gain de convection équivalent ou supérieur à la perte imposée par la présence du jet au début des canaux (voir figure 4.12), il est considéré que ces deux phénomènes d'entrée s'annulent entre eux. Cela implique aussi que le véritable gain de Nusselt moyen dans les canaux va être inférieur aux +12% à +15% prévus, c'est-à-dire inférieur à la précision de la relation utilisée pour déterminer le coefficient de convection. Le gain de Nusselt moyen dans la présente situation est donc négligé, ce qui au pire des cas est légèrement pessimiste quant à la performance de l'anneau, donc conservateur. Une simulation CFD a été effectuée grâce au logiciel Fluent® pour un canal de 2 mm de haut avec un jet d'entrée représentant seulement 20% de la hauteur du canal. La conduction dans les ailettes est prise en compte et les détails sont présentés dans l'annexe A.11. Les résultats de cette simulation confirment que l'effet de région d'entrée compense assez la perte de performance de l'ailette due au jet fin, puisque la température en haut des ailettes est plus faible à l'entrée des canaux qu'en sortie (figure 4.13). Il est donc considéré que le jet n'a pas d'effet négatif sur la convection dans les canaux mais il n'y a pas non plus de gain de convection dû à la faible longueur des canaux.

Épaisseur minimum des ailettes

La largeur des ailettes et des canaux de refroidissement va influencer sur la contrainte mécanique appliquée sur les ailettes. Le « ratio de surface d'ailettes » est défini par la relation

$$ratio\ de\ surface\ d'ailettes = \frac{largeur\ ailettes}{largeur\ ailettes + largeur\ canaux} \quad (4.21)$$

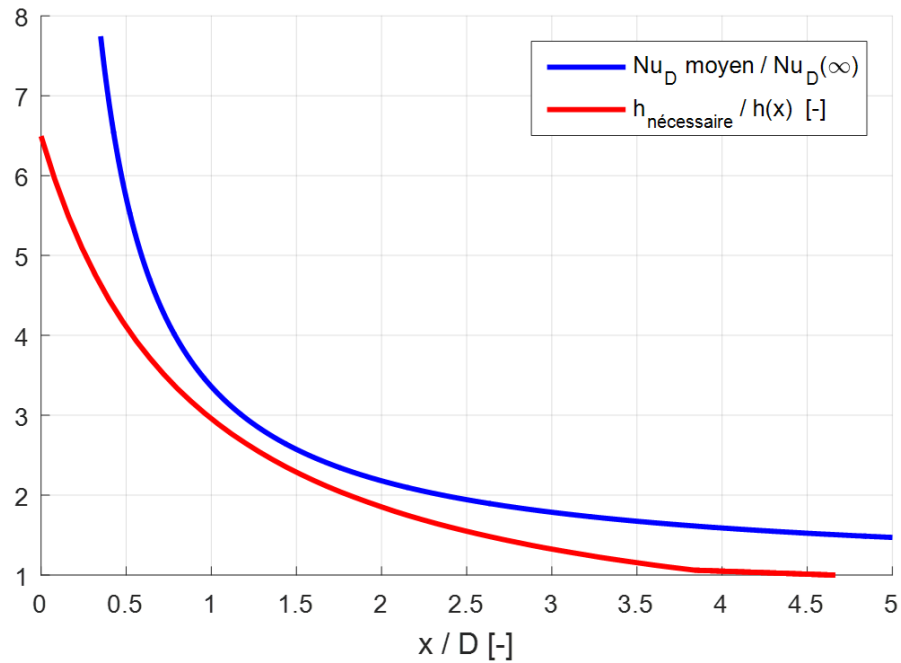


FIGURE 4.12 – Comparaison des deux effets d’entrée des canaux. En rouge, le malus imposé sur la convection à cause du jet. En bleu, le bonus imposé sur la convection grâce à l’effet d’entrée.

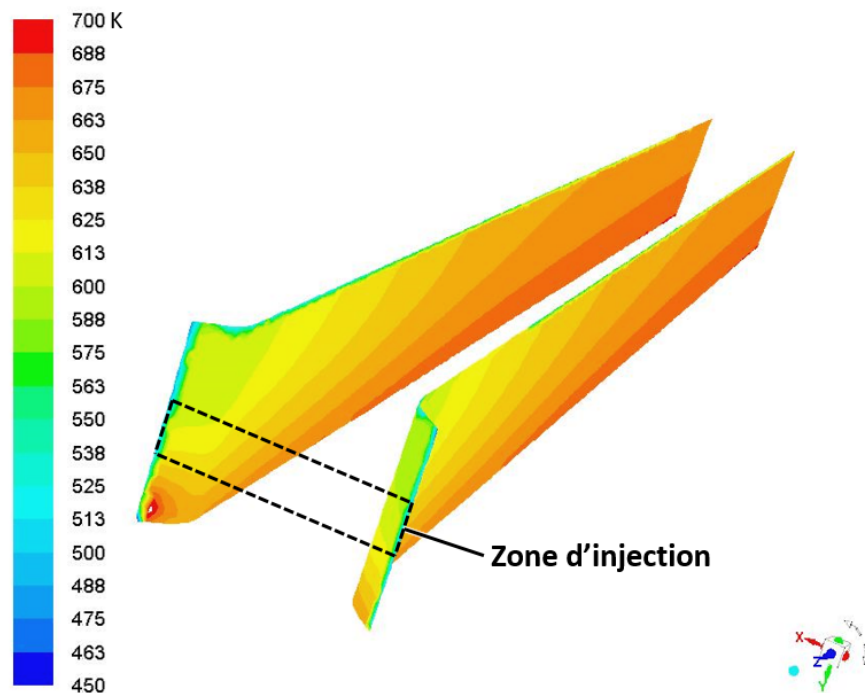


FIGURE 4.13 – Température de parois des canaux (résultats CFD). Malgré une hauteur d’injection cinq fois moins grande que les canaux, le haut de la paroi des canaux est plus faible en entrée qu’en sortie.

Réduire ce ratio augmente la concentration de contraintes mécaniques mais réduit les pertes d'efficacité car la surface de conduction en direction de l'anneau composite est plus faible. Des simulations par éléments finis ont indiqué qu'un ratio de 1/3 est assez grand pour maintenir le haut des ailettes juste en dessous de la limite élastique de l'Inconel® 718. Ces simulations dépassent le cadre de cette thèse et ne sont donc pas discutées. Il est ainsi considéré que la largeur des ailettes de refroidissement ne doit pas être inférieure à la moitié de la largeur du canal où passe l'air de refroidissement. Le haut des ailettes représente alors 33% de la surface interne de la bague externe et de l'anneau (voir figure 4.9). Ce ratio de surface d'ailettes de 1/3 n'est pas une règle absolue et pourrait être sujet à changement mais il a été décidé de le conserver dans tous les calculs. De plus, il serait souhaitable que les canaux de refroidissement soient usinables avec des procédés dits « conventionnels » pour réduire les coûts de fabrication. Il est donc considéré que les canaux ne peuvent pas être moins larges que 1,59 mm, ce qui correspond à des mèches de fraiseuse de 1/16 de pouce ($1/16'' = 1,59 \text{ mm}$) qui sont disponibles et utilisables facilement. Afin de respecter cette dimension minimale de largeur de canaux ainsi que le ratio de 1/3 pour les ailettes, une largeur d'ailette de 0,80 mm est donc considérée dans tous les calculs. L'impact de ce ratio de 1/3 ainsi que de la limitation de fabrication est évalué dans un prochain chapitre.

Impact de la radiation

La radiation d'un corps est proportionnelle à sa température absolue à l'exposant quatre. Les pales de turbine sont presque deux fois plus chaudes ($\sim 1300 \text{ K}$) que les canaux de refroidissement ($\sim 700 \text{ K}$ en moyenne) lorsque $TIT = 1600 \text{ K}$. Ainsi les pales devraient émettre environ 12 fois plus puisque $(1300/700)^4 \approx 12$. Si l'on assume que la pale de turbine est exposée à un environnement à température nulle et que son émissivité vaut 1, alors la partie la plus chaude de sa surface devrait émettre $\dot{E} = \varepsilon \sigma T^4 = 1 * 5,67 \times 10^{-8} * 1300^4 \approx 162\,000 \text{ W/m}^2$, avec ε l'émissivité et σ la constante de Stefan-Boltzmann. Pour comparaison, le flux convectif moyen sur la pale est d'environ $94\,000 \text{ W/m}^2$ soit presque la moitié. La radiation de la pale vers son environnement n'est donc pas négligeable. Cependant, les pales d'une turbine sont proches les unes des autres. Ainsi, le facteur de forme d'une pale envers l'autre est clairement non-nul, c'est-à-dire qu'une partie du flux rayonné par une pale va être reçue par les autres pales. De plus, le stator et le diffuseur de l'écoulement chaud qui entourent les pales ont probablement une température proche de l'écoulement lui-même. Les pales d'une turbine émettent donc beaucoup de radiation mais le flux échangé réellement est beaucoup plus faible que si elles étaient exposées seules et à un environnement à température ambiante. Puisque les gaz chauds, les pales et le carter environnants ne sont pas tous à la même température, le coefficient d'échange par rayonnement linéarisé n'est pas utilisé pour comparer les niveaux d'intensité de la radiation et de la convection forcée. Une simulation FEA est plutôt utilisée à la place.

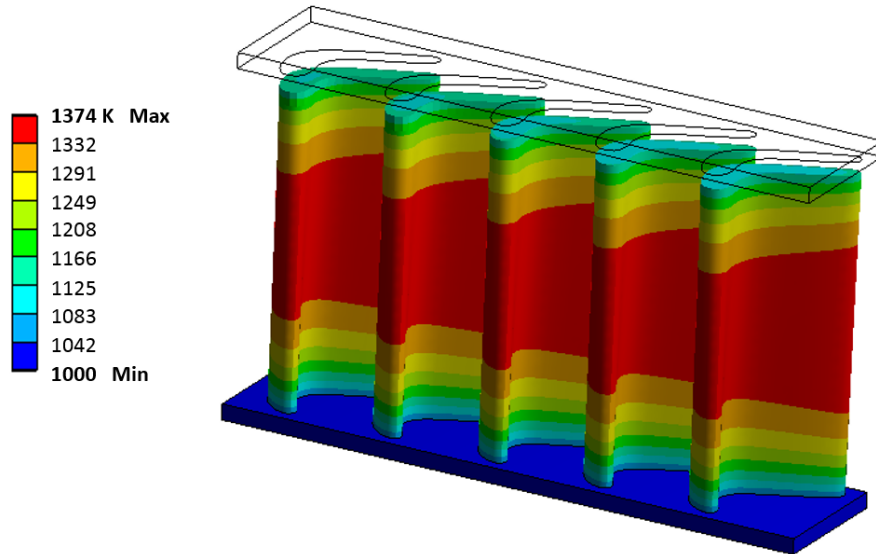


FIGURE 4.14 – Profil de température dans une rangée de pales lorsque la radiation n'est pas incluse.

Pour évaluer la chaleur échangée par les pales avec l'environnement, des simulations par éléments finis ont été réalisées avec une rangée de cinq pales de la turbine de référence (puissance moteur = 240 kW). Les pales sont plongées dans un écoulement avec une convection de $1120 \text{ W/m}^2\text{K}$ et une température de 1313 K , ce qui correspond à $\text{TIT} \simeq 1600 \text{ K}$. Deux parois à 1000 K sont placées en haut et en bas de ces pales afin de simuler la présence du moyeu et du système de refroidissement en Inconel® 718 de la turbine. La température « ambiante » autour des pales, c'est-à-dire celle des parois du stator et diffuseur entourant les pales, est assumée à seulement 800 K ce qui devrait surévaluer l'impact de la radiation. Toutes les émissivités sont fixées à 1. La géométrie simulée et le profil de température obtenu sont présentés dans la figure 4.14. Les parties gauche et droite n'étant pas reliées numériquement par une condition de symétrie, seule la pale et la surface au centre de la géométrie sont étudiées pour éviter tout « effet de bord ».

Dans la première simulation, la radiation n'est pas considérée. Dans la seconde simulation, la radiation est considérée. Le détail des résultats est présenté dans le tableau 4.1. La comparaison des résultats indique que la radiation fait passer la température maximum de la pale de 1302 K à 1251 K (-51 K soit -4%). Comme une pale qui rayonne est plus froide, elle absorbe plus de chaleur de l'écoulement principal par convection ($+52\%$) mais en rayonne une bonne partie vers l'extérieur de la turbine. Pour cette raison, le taux de chaleur par conduction qui est dirigé de la base de la pale vers le système de refroidissement est plus faible lorsque la pale rayonne (-11%). La surface interne libre du système de refroidissement, située entre deux pales, est quant à elle très peu affectée par le rayonnement et reçoit un surplus de taux de chaleur de seulement $+0,8\%$. Ainsi, lorsque la radiation est prise en compte, le taux de chaleur extrait du flot principal est plus grand de $+29\%$ mais le flux

TABLE 4.1 – Impact du rayonnement sur les taux de chaleur.

	Pale (une)			Surface libre (une)			Total		
	Sans	Avec	Écart	Sans	Avec	Écart	Sans	Avec	Écart
Temp. max [K]	1302	1251	-4,0%	1016	1016	0,0%	-	-	-
Conv. entrante [W]	41,9	63,8	+52,3%	34,3	34,4	+0,2%	76,2	98,2	+28,9%
Ray. échangé [W]	0,0	26,4	$+\infty$	0,0	-0,2	$+\infty$	0,0	26,2	$+\infty$
Ray. émis [W]	0,0	59,4	$+\infty$	0,0	6,5	$+\infty$	0,0	66,0	$+\infty$
Ray. incident [W]	0,0	33,0	$+\infty$	0,0	6,7	$+\infty$	0,0	39,7	$+\infty$
Cond. → système [W]	41,9	37,4	-10,8%	34,3	34,6	+0,8%	76,2	72,0	-5,6%

dirigé vers le système de refroidissement baisse de -5,6%. La différence correspond à la chaleur qui est rayonnée à l'environnement autour de la turbine, supposé à 800 K.

La baisse de chaleur absorbée par le système de refroidissement va dépendre de la géométrie des pales, de leur disposition les unes par rapport aux autres ainsi que de la température environnant la turbine. Puisque la définition de ces variables dépasse le cadre de la présente étude, une approche conservatrice est utilisée ici. Il est donc considéré dans le modèle 1D que le taux de chaleur absorbé de l'écoulement principal est supérieur de +29% par rapport aux prévisions négligeant la radiation. Mais la baisse du taux de chaleur injecté dans le système de refroidissement (-5,6%) n'est pas prise en compte pour être conservateur. Son impact est cependant évalué dans un prochain chapitre.

La géométrie utilisée pour la simulation FEA n'est pas exactement la même que la géométrie réelle, puisque cette dernière présente des caractéristiques qui vont disparaître au fur et à mesure de son développement. Il a donc été décidé de simuler une géométrie très proche mais simplifiée. Ainsi, l'effet de courbure de la véritable turbine n'est pas représenté dans la géométrie simulée qui représente un alignement droit de pales. Cependant, l'angle de seulement $5,5^\circ$ qui sépare les pales ne devrait pas influencer les résultats obtenus.

Anneau composite adiabatique

Le modèle 1D thermique considère que l'anneau composite agit comme un isolant parfait à cause de sa faible conductivité de 0,6 W/mK. Cette valeur est pour le carbone-PEEK et la conductivité du polyimide est sensiblement identique. Afin de vérifier cette hypothèse, deux simulations par éléments finis ont été réalisées avec le logiciel ANSYS®. Dans la première simulation, l'anneau est considéré comme parfaitement adiabatique. Dans la seconde simulation, la conductivité de l'anneau est considérée et ses surfaces externes sont soumises à de la convection forcée. Connaissant les dimensions de la turbine et assumant une vitesse tangentielle de 525 m/s, ce qui correspond à la vitesse de rotation d'une turbine avec TIT = 1600 K, la valeur du coefficient de convection

sur l'anneau à été évalué à $\sim 520 \text{ W/m}^2\text{K}$ en se servant de l'analogie de Reynolds et des pertes par friction évaluées. Cette relation est expliquée dans le chapitre précédent (équation (3.24)) et permet de relier puissance dissipée par friction aérodynamique et coefficient de convection. Les deux simulations numériques indiquent que considérer l'anneau comme adiabatique génère une erreur de seulement +2 K sur l'estimation de la température de l'anneau composite, soit moins de +0,3%. Cette simplification est donc conservée puisqu'elle a un impact négligeable et pessimiste, donc conservateur.

Interface adiabatique environ aux deux tiers de la pale de turbine

L'étude thermique du moyeu sort du cadre de cette thèse. Cependant, le moyeu a un effet sur le système de refroidissement puisqu'il y est connecté par les pales de turbines. Ainsi, la température du moyeu va influencer légèrement le flux dirigé vers l'anneau composite. Si le moyeu est à la même température que le système de refroidissement, le milieu de la pale va présenter une interface au travers de laquelle aucun flux de chaleur ne passe, comme indiqué dans la figure 4.15. Cette interface adiabatique « virtuelle » va se déplacer vers le moyeu si celui-ci est plus chaud que l'anneau de refroidissement, ce qui va augmenter la hauteur de pale effective thermiquement du point de vue de l'anneau. Par exemple si le moyeu est à 1000 K mais que le système de refroidissement est seulement à 800 K pour une quelconque raison, la hauteur effective de pale vaudra 58% de sa hauteur réelle. Afin de tenir compte de ce phénomène, le modèle considère que la hauteur effective de la pale équivaut tout le temps à 60% de la hauteur réelle de la pale. Cette approche est conservatrice puisque le système de refroidissement sera probablement conçu pour atteindre $\sim 1000 \text{ K}$ s'il est fait d'Inconel® 718.

Conductivité thermique constante des composants

Afin de vérifier l'impact d'une conductivité thermique constante par rapport à une conductivité dépendante de la température, deux simulations thermiques par éléments finis ont été réalisées. Une pale de turbine en Si_3N_4 de 28 mm de haut, correspondant au moteur de 240 kW de référence, est soumise à un écoulement de 1313 K avec un coefficient de convection de 1120 W/mK, ce qui correspond aux conditions d'une turbine avec $\text{TIT} = 1600 \text{ K}$. Une température de 800 K est imposée aux deux extrémités de la pale, afin de simuler la présence du moyeu et du système de refroidissement. Cette condition est sévère, puisque l'Inconel® 718 peut supporter 1000 K. Dans la première simulation, la conductivité thermique dépend de la température de la pale et suit la relation présentée dans la figure 4.16. Dans la seconde, la conductivité est constante et sa valeur est basée sur la température moyenne entre le point chaud et le point froid de la pale. La comparaison des deux simulations montre que l'erreur sur la température maximum de la pale est inférieur à 1 K

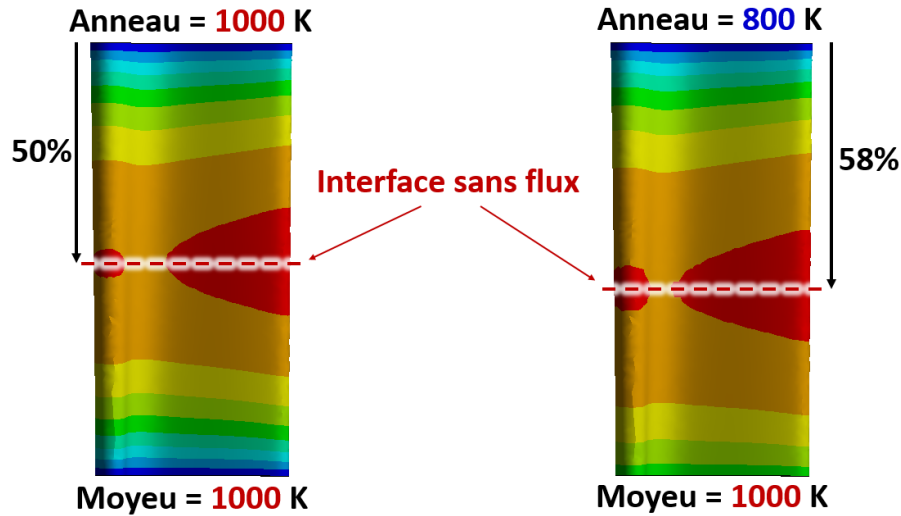


FIGURE 4.15 – Position de l'interface adiabatique dans la pale selon la température imposée aux extrémités. L'interface s'éloigne de l'anneau de refroidissement lorsque le moyeu est plus froid.

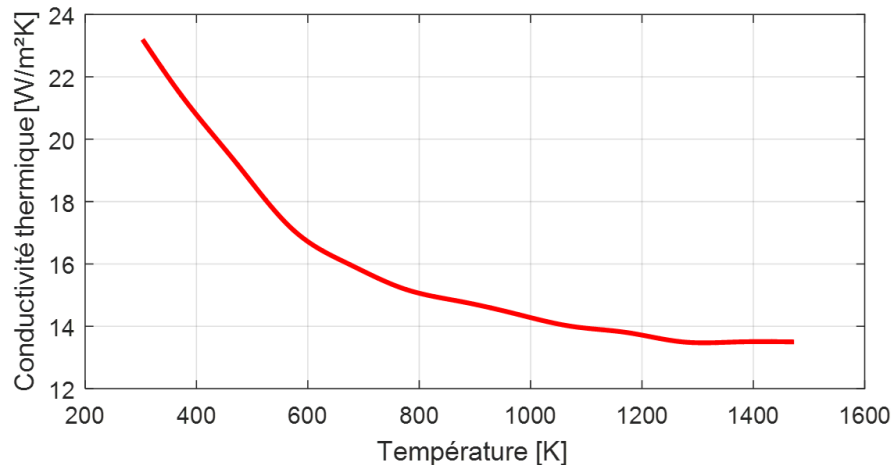


FIGURE 4.16 – Conductivité thermique du Si_3N_4 utilisée.

et que l'erreur sur le flux absorbé par la pale est de -1%. Dans le modèle, la conductivité est donc considérée constante spatialement mais elle est déterminée itérativement puisque la température moyenne de la pale et sa conductivité dépendent l'une de l'autre.

Système cartésien

Pour des hauteurs de système de refroidissement relativement faibles par rapport au rayon, c'est-à-dire environ 10% comme il sera question dans cette étude, l'erreur sur la température due à l'hypothèse de repère cartésien est relativement faible. En effet, si l'on considère un anneau dont

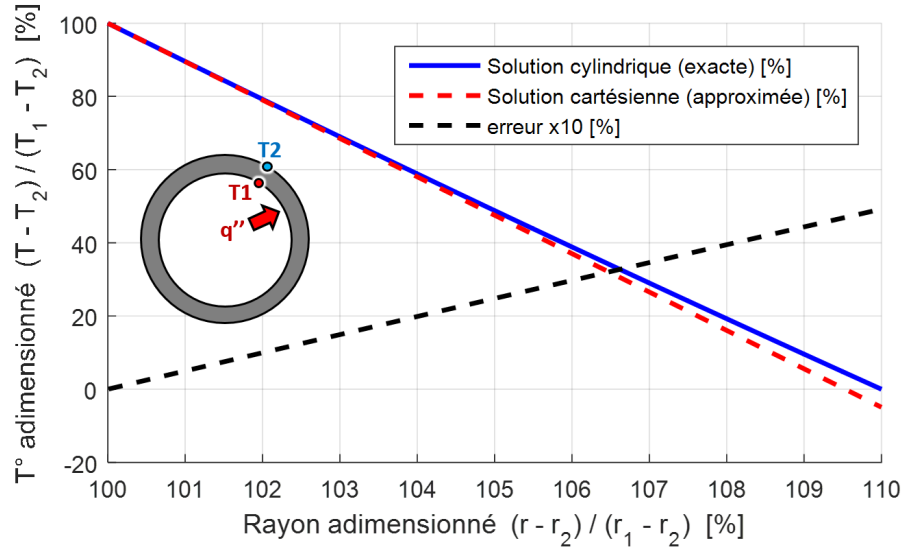


FIGURE 4.17 – Prévisions de température adimensionnée entre un repère cylindrique et un repère cartésien.

l'épaisseur représente 10% du rayon et dont les températures des rayons interne et externe sont respectivement T_1 et T_2 , la comparaison entre les profils de température théoriques en cylindrique et en cartésien indique que l'erreur sera inférieure à 5% lorsque c'est un flux surfacique qui est imposé. L'erreur sera encore plus faible pour de plus petits rayons, comme indiqué sur la figure 4.17.

Élément 1D

Afin de pouvoir considérer qu'un élément thermique est unidimensionnel, c'est-à-dire qu'il ne présente un gradient thermique que dans une direction, son nombre de Biot peut être évalué. Ce nombre compare la résistance thermique à l'intérieur du corps par rapport à la résistance thermique à sa surface avec le fluide environnant. Habituellement utilisé dans des calculs thermiques transitoires pour évaluer si un corps est à température uniforme ou non, le nombre de Biot peut être utilisé pour des corps longs afin de savoir s'ils peuvent être considérés comme unidimensionnels. Le nombre de Biot est défini par la relation

$$Biot = \frac{hL}{2k} \quad (4.22)$$

avec h le coefficient de convection, L l'épaisseur de l'élément et k sa conductivité. La littérature indique qu'un élément dont le Biot est inférieur à 0,1 peut être considéré comme unidimensionnel. Dans le système de résistances thermiques présenté dans la figure 4.9, l'élément qui présente le plus grand nombre de Biot est la bague de refroidissement, à cause de la convection violente à laquelle

elle est soumise du côté des canaux. Il est évalué que le nombre de Biot associé à la bague vaut $Bi = 0,066$. L'erreur associée au fait de considérer les éléments comme étant unidimensionnels est donc négligeable.

Résistances de contact

Pour savoir si les résistances de contact ont un impact sur le champ de température, elles sont comparées aux résistances thermiques des éléments du système. La plus faible résistance thermique est celle de la pale de turbine et vaut $R''_{pale} = 1,6 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$. La littérature ne présente pas de valeur de résistance thermique entre le Si_3N_4 et l'Inconel® 718. Cependant, des données sont disponibles pour un contact $\text{Si}_3\text{N}_4/\text{Si}_3\text{N}_4$ avec un fini de surface « semi-fin » et les mesures indiquent que la résistance est liée à la pression d'appui entre les deux surfaces par les relations suivantes [57] :

$$R''_{contact} \sim P_{contact}^{-0,78} \quad \rightarrow \quad \frac{R''(P_1)}{P_1^{-0,78}} = \frac{R''(P_2)}{P_2^{-0,78}} = cste \quad (4.23)$$

Dans un système comme la turbine renversée, la pression exercée par la pale sur le système vaut environ 290 MPa, majoritairement dus à la centrifugation. Puisque cette même source [57] indique que la résistance surfacique d'un tel contact $\text{Si}_3\text{N}_4/\text{Si}_3\text{N}_4$ vaut $1,58 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ lorsque la pression vaut 10 MPa, il est possible de déduire que la résistance de contact entre une pale de turbine et un hypothétique système de refroidissement en Si_3N_4 serait de $1,14 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$, comme indiqué ci-dessous :

$$R''(290 \text{ MPa}) = R''(10 \text{ MPa}) \left(\frac{290 \text{ MPa}}{10 \text{ MPa}} \right)^{-0,78} = 1,14 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W} \quad (4.24)$$

Évidemment, le système de refroidissement de la présente étude n'est pas en Si_3N_4 mais en Inconel® 718. Comme la résistance thermique diminue lorsque les matériaux en contact sont mous et que le module d'Young de l'Inconel® 718 est environ deux fois plus faible que celui du Si_3N_4 pour les températures subies dans le système, la résistance thermique entre la pale de turbine et le système de refroidissement métallique devrait être inférieure à $1,14 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$, soit au moins 14 fois moins que la résistance de la pale. L'impact d'une telle résistance de contact a donc été évalué grâce à une simulation FEA qui montre que ne pas considérer les résistances de contact apporte une erreur de +0,5% sur la température de l'anneau composite et +0,3% sur le point de contact entre la pale et le système de refroidissement. Comme la pression du moyeu sur la pale est d'environ 80 MPa, la résistance de contact entre ces deux composants devrait valoir au moins $3,12 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ soit au minimum 5 fois la résistance de la pale. Cette résistance devrait avoir seulement un léger impact, qui reste à évaluer, sur la position exacte de l'interface adiabatique de la pale.

4.2.5 Calcul des coefficients de convection

Canaux de refroidissement

Des relations empiriques sont utilisées pour déterminer les coefficients de convection sur la base du nombre de Nusselt. Dans les canaux de refroidissement, le nombre de Reynolds est systématiquement évalué par le modèle 1D et selon sa valeur, une corrélation pour écoulement laminaire, transitoire ou bien turbulent a été appliquée. Afin que l'anneau composite soit maintenu suffisamment froid, il a été observé systématiquement que l'écoulement doit être transitoire ou turbulent ($Re_D > 3000$) pour que le coefficient de convection soit assez grand. Pour cette raison, la vitesse d'écoulement est toujours augmentée suffisamment pour provoquer un écoulement turbulent. Ainsi pour tous les résultats présentés ici jusqu'à la fin de la thèse, le coefficient de convection dans les canaux de refroidissement provient de la corrélation ci-dessous qui est valable pour un écoulement interne, transitoire ou turbulent, développé, forcé :

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.25)$$

où Re_D est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique, f le facteur de friction de Darcy et Pr le nombre de Prandtl. Cette relation est précise $\pm 10\%$ [41] et est valable pour $0,5 \leq Pr \leq 2000$ et $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. L'air froid va s'échauffer en traversant les canaux, ce qui va augmenter sa viscosité et sa conductivité thermique. L'augmentation de viscosité va réduire le nombre de Reynolds et donc le nombre de Nusselt. L'augmentation de la conductivité k va compenser la baisse de Nusselt puisque $h = k * Nu_D / D$. Pour cette raison, le coefficient de convection h varie de seulement -3% entre l'entrée et la sortie des canaux. Il est donc considéré constant puisque cette variation est nettement plus faible que la précision de la relation (4.25).

Compte tenu de la présence de forts champs centrifuges, leur impact a été évalué sur la convection. Le nombre de rotation $Ro = \omega * D_h / V$ (*rotation number*) est habituellement utilisé pour évaluer ces effets centrifuges, avec ω la vitesse de rotation angulaire, D_h le diamètre hydraulique des canaux de refroidissement et V la vitesse moyenne en entrée des canaux. Dans le cas de la micro-turbine étudiée ici, ce nombre est inférieur à 0,1 en entrée des canaux et vaut moins que 0,05 en sortie à cause de l'accélération du flot froid. Pour ces valeurs de Ro , la littérature indique que la rotation a peu d'effet sur l'augmentation ou bien la réduction de la performance thermique global pour un écoulement interne, bien que des effets locaux puissent être observés [58]. La convection naturelle est donc négligée dans les canaux de refroidissement.

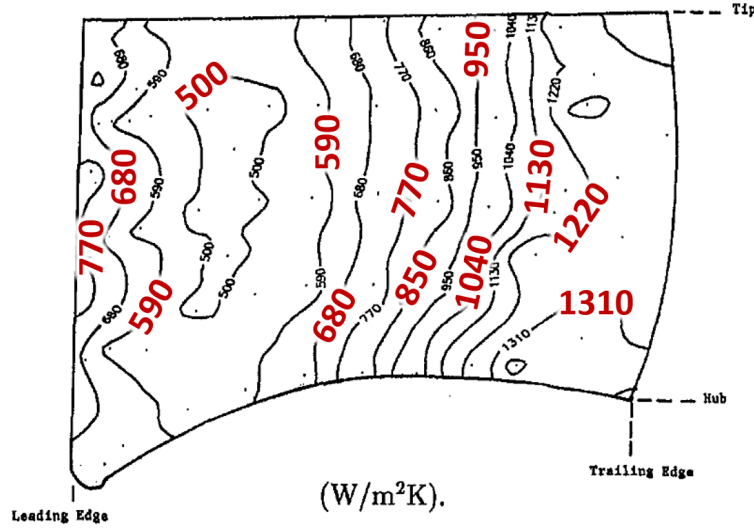


FIGURE 4.18 – Exemple de distribution spatiale du coefficient de convection sur une pale (face de pression) [61].

Pales de turbines et face interne de la bague de refroidissement

Pour toutes les surfaces en contact avec l'écoulement principal, le nombre de Reynolds indique un écoulement laminaire, c'est-à-dire $Re_L < 5 \times 10^5$ en raison du faible rapport longueur/diamètre du chemin emprunté par l'écoulement principal. La relation utilisée devrait donc être pour un écoulement laminaire en développement, forcé sur une plaque plate. Cependant, la distribution de la charge thermique sur les pales d'une turbine est complexe (voir figure 4.18) et dépend de beaucoup de paramètres comme l'angle de l'écoulement et des pales par exemple. Ainsi, la littérature indique que les corrélations pour un écoulement forcé et turbulent sur une plaque plane sont plus adaptées pour prédire convenablement le coefficient de convection sur les pales de turbines [59], même si le nombre de Reynolds Re_L indique un écoulement laminaire. De plus, la littérature affirme que c'est la convection forcée qui joue un rôle dominant dans les composants de turbines par rapport à la convection naturelle [60]. La relation pour écoulement turbulent et forcé sur une plaque plane est donc utilisée et présentée ci-dessous :

$$Nu_L = 0,037Re^{0,8}Pr^{1/3} \quad (4.26)$$

Elle est valable pour $0,6 \leq Pr \leq 60$, ne tient pas compte du niveau de turbulence du flux auquel est exposée la plaque ni de la rugosité de la surface. Cela peut amener des erreurs d'estimation de l'ordre de $\pm 25\%$ [41]. L'impact de cette incertitude sur la conception du système de refroidissement est présenté dans le chapitre 5.

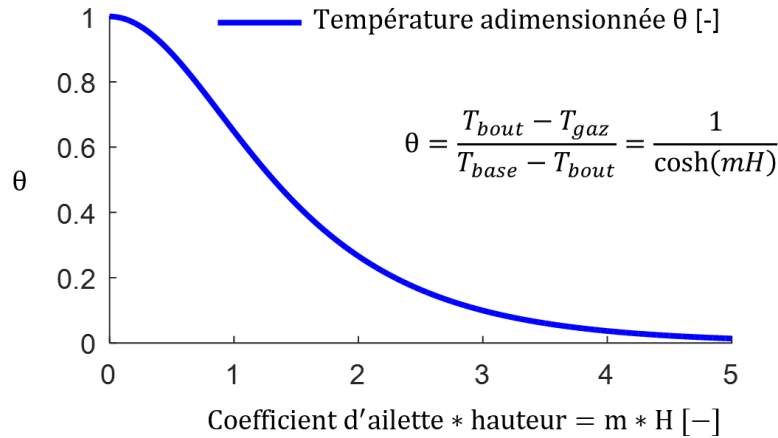


FIGURE 4.19 – Température adimensionnée de bout d'ailette, en fonction du coefficient d'ailettes m et de la hauteur d'ailette.

4.3 Tendances générales des résultats des modèles 1D

Cette section présente les effets du débit massique de refroidissement, de la hauteur des ailettes et de l'angle des canaux sur la performance du système de refroidissement. De plus, les modèles 1D détaillés précédemment ont été utilisés pour déterminer quel est le débit de refroidissement nécessaire à refroidir une petite turbine renversée de 15 kW qui servira de preuve de concept lors d'essais expérimentaux.

Le gradient de température produit par une ailette entre sa base et son bout dépend de sa géométrie et de ses propriétés thermiques ainsi que des conditions de convection qui l'entourent. La corrélation pour les ailettes à pointe isolée, comme celles d'une turbine en configuration renversée comme étudiée ici, est montrée dans la figure 4.19. Le gradient de température entre la base et le bout de l'ailette augmente en même temps que la valeur du produit $m * H = \sqrt{(2h/ke)} * H$, c'est-à-dire en même temps que la hauteur des ailettes H et la convection h . Mais ce gradient diminue avec la conductivité thermique k et la largeur des ailettes e . Pour maximiser le gradient de température, le produit du coefficient d'ailette m et de la hauteur d'ailette H doit être maximisé aussi, comme le montre la figure 4.19. Comme expliqué précédemment, le coefficient de convection h ne peut être augmenté sans augmenter les pertes de pression dans les canaux. Comme la pression en entrée et en sortie des canaux ne peut pas atteindre n'importe quelle valeur, il faut ajuster la hauteur des canaux H afin d'atteindre un produit $m * H$ suffisant à protéger convenablement l'anneau composite.

Débit de refroidissement nécessaire selon la performance et la hauteur des canaux

Plusieurs combinaisons de convection h et hauteur H conduisent au même produit $m * H$ mais nécessitent des débits massiques de refroidissement \dot{m} différents. Le débit massique peut être lié au coefficient d'ailette et à la hauteur d'ailette par la relation ci-dessous. La dérivation de cette équation est détaillée dans l'annexe A.12 :

$$\dot{m} \sim (m * H)^{2,5} * H^{-1,25} \quad (4.27)$$

Pour un même produit $m * H$, ce qui signifie le même gradient de température entre la base et le bout d'une ailette de refroidissement, la relation montre qu'une hauteur d'ailette plus grande conduit à une exigence plus faible en débit massique de refroidissement. Un débit massique de refroidissement plus faible conduit à une meilleure efficacité du moteur mais des ailettes plus hautes conduisent à des pertes par friction aérodynamique plus élevées. Pour cette raison, il devrait y avoir une hauteur d'ailettes optimale qui minimise l'impact du système de refroidissement sur l'efficacité du moteur.

Débit de refroidissement nécessaire selon la performance et l'inclinaison des canaux

Une autre observation est que le coefficient de convection des ailettes est lié à la vitesse de l'air à travers les canaux de refroidissement mais le débit massique de refroidissement est proportionnel à la vitesse axiale (voir figure 4.20). Le débit massique de refroidissement peut donc être lié à l'angle des canaux et le produit $m * H$ par la relation ci-dessous, qui est valide lorsque la hauteur des ailettes est constante :

$$\dot{m} \sim (m * H)^{2,5} * \cos\beta \quad (4.28)$$

Cette relation, décrite dans l'annexe A.13, montre que pour un produit $m * H$ constant, c'est-à-dire pour un certain gradient de température entre la base et le bout des ailettes, l'augmentation de l'angle des canaux β diminuera le débit massique de refroidissement. Ce débit froid ne peut cependant pas être réduit indéfiniment pour différentes raisons :

- l'angle de canal β doit être suffisamment bas pour que les canaux soient usinables ;
- si le débit de refroidissement est trop petit, la chaleur réduira la densité et accélérera l'écoulement jusqu'à l'étrangler ou bien lui fera atteindre une pression statique trop faible à cause de la vitesse ;
- l'augmentation de la température de l'air de refroidissement lui fera dépasser la température admissible de l'anneau composite, ou bien la température de l'air sera trop haute pour générer un gradient de température radial suffisant dans les ailettes.

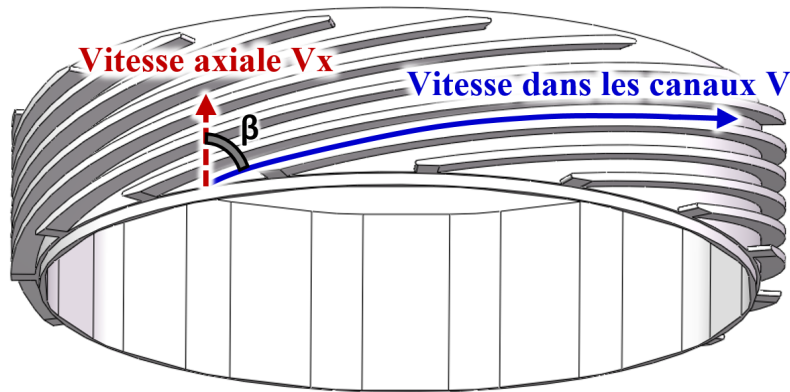


FIGURE 4.20 – Angle, vitesse relative et vitesse axiale des canaux de refroidissement.

L'angle des ailettes est donc choisi dans les simulations pour satisfaire à ces exigences et est limité à 80° si nécessaire. Pour atteindre un angle de canaux maximal, le stator de refroidissement devra lui aussi être très incliné afin de proposer une vitesse axiale d'écoulement très faible. Ajuster la pression d'alimentation du plénum qui alimente le stator de refroidissement permet d'ajuster l'angle d'arrivée de l'air dans les canaux. L'impact de cet angle sur les pertes engendrées par le système de refroidissement est étudié dans le chapitre 5.

4.4 Validation numérique du prototype de 15 kW

4.4.1 Résultats détaillés des modèles pour une turbine de 15 kW

Les modèles 1D ont été utilisés pour concevoir un prototype de preuve de concept. Les modèles sont validés ici avec ce prototype de 15 kW et les prédictions pour une plus grande échelle sont présentées dans le chapitre 5 de cette thèse. La microturbine céramique renversée créée est délibérément petite par rapport aux microturbines typiques afin de réduire le temps et les coûts de fabrication. La puissance théorique produite par ce prototype est de 15 kW. La TIT atteignable est 1100 K et les modèles indiquent que des ailettes hautes de 2 mm et un débit massique d'air de refroidissement de 11,5 g/s sont nécessaires pour maintenir l'anneau composite sous 500 K, qui est la température de transition vitreuse de sa matrice en bismaleimide (BMI).

Conditions de référence pour l'écoulement chaud

Les conditions de l'écoulement principal chaud ont été déterminées par les membres du laboratoire de recherche en se basant sur la littérature et sont présentées dans le tableau 4.2. Leur détermination dépasse le cadre de cette thèse, donc ils ne sont pas discutés. Ces conditions ont été

TABLE 4.2 – Conditions théoriques de l'écoulement principal dans le prototype.

	Sortie stator	Entrée rotor	Sortie rotor	Entrée diffuseur
Repère considéré	Fixe	Tournant	Tournant	Fixe
Angle	+56°	+22°	-54°	-15°
Pression totale	167 kPa	132 kPa	120 kPa	97 kPa
Température totale	1100 K	1037 K	1037 K	982 K
Vitesse	476 m/s	286 m/s	449 m/s	275 m/s
Mach	0,776	0,466	0,751	0,461
Pression statique	115 kPa	115 kPa	84 kPa	84 kPa
Température statique	1001 K	1001 K	949 K	949 K

utilisées afin de déterminer quels sont les coefficients de convection chaude appliqués aux pales de la turbine ainsi qu'aux parois du système de refroidissement en contact avec l'écoulement chaud. Ces conditions génèrent un coefficient de convection de $762 \text{ W/m}^2\text{K}$ le long des parois en contact avec le flot principal chaud selon la relation (4.25).

Conception du système de refroidissement du prototype de 15 kW

Le système de refroidissement de la microturbine de 15 kW a été conçu pour répondre à plusieurs objectifs :

- le prototype doit supporter une TIT de 1300 K, objectif revu à 1100 K finalement ;
- l'anneau composite devra être maintenu en dessous de 500 K, qui est la température maximale d'utilisation de la matrice en bismaléimide (BMI) composant l'anneau ;
- l'épaisseur radiale du système de refroidissement doit être de 3 mm ;
- les pressions d'entrée et de sortie du système de refroidissement doivent correspondre aux pressions d'entrée et sortie du flot principal chaud afin de limiter les fuites de l'un vers l'autre.

Afin de permettre à tous les membres du laboratoire de recherche de disposer immédiatement des dimensions globales du prototype, il a été décidé de figer les dimensions principales des composants comme le rayon du moyeu, la hauteur des pales de turbine et le rayon interne de l'anneau composite par exemple. L'épaisseur du système de refroidissement a ainsi été fixée à 3 mm dès le début de la conception du prototype. Cette hauteur fixée arbitrairement correspond à un tiers de la hauteur des pales de turbine, comme observé dans la littérature pour une microturbine céramique renversée [23]. Disposer tout de suite des dimensions globales a permis à chaque membre de travailler simultanément sur les différents composants de la microturbine : système de refroidissement, chemin principal des gaz chauds, géométrie du moyeu flexible et autres. Comme le système de refroidissement est composé de deux anneaux fins séparés par les ailettes et qu'il est difficile

TABLE 4.3 – Caractéristiques principales du système de refroidissement du prototype de 15 kW.

Larg. canaux	Larg. ailettes	Haut. ailette	ϕ_{int} bague	Épaisseur bague	Débit froid
1,59 mm (1/16")	0,70 mm	2 mm	58 mm	0,74 mm	11,5 g/s

d'usiner des anneaux d'Inconel® 718 plus fins que 0,5 mm d'épaisseur, il a été décidé que les ailettes mesureraient 2 mm de hauteur.

La conception du système de refroidissement a donc consisté à augmenter le débit de refroidissement et donc le coefficient de convection dans les canaux jusqu'à ce que l'anneau composite soit à 500 K ou moins. Augmenter le débit augmente la vitesse et donc le niveau de convection mais aussi les pertes de charges. Comme les pressions d'entrée et sortie des canaux sont fixées par celles de l'écoulement principal chaud, la perte de pression au travers des canaux est donc fixée et il s'est avéré impossible d'atteindre assez d'échange thermique sans excéder cette perte de charge. C'est pourquoi l'objectif de TIT = 1300 K a été revu à 1100 K qui est le maximum atteignable pour ce gradient de pression. Cette TIT et ces pertes de charges sont ainsi atteintes pour un débit de refroidissement de 11,5 g/s. Ce débit d'air à température ambiante consommé par le système provient de bouteilles d'air sec comprimé et les canaux de refroidissement sont inclinés à 80°. Un résumé des dimensions principales du système de refroidissement est fourni dans le tableau 4.3. La bague inférieure qui sépare les ailettes de refroidissement et les pales de turbine présente une face interne composée de surfaces planes afin de supporter la face externe des pales. Pour cette raison, elle a dû être grossie et son épaisseur moyenne est 0,74 mm au lieu de 0,5 mm.

La pression de sortie de l'écoulement froid est en fait légèrement supérieure à celle de l'écoulement principal à cause du terme de pression centrifuge engendré par la grande vitesse de rotation (115 000 RPM). Le débit nécessaire entraîne de plus une surpression au niveau du joint d'étanchéité entre l'entrée des canaux et le flot principal. Ceci est volontaire et a permis de s'assurer que la fuite entre les deux écoulements va bien du froid vers le chaud et pas l'inverse.

Détails du prototype de 15 kW

Une image de la turbine de 15 kW est présentée à la figure 4.21, avec toutes les composantes identifiées. La bague de refroidissement avec ailettes et moyeu sont en Inconel® 718 et la bague extérieure en titane Ti-6Al-4V. Le moyeu flexible est composé de deux parties en forme de coupelles imbriquées entre elles et il est refroidi par de l'air qui circule à travers de trous placés sous les pales. L'air traversant ces trous est amené dans le repère tournant grâce à un stator qui lui est dédié. Les conditions théoriques de l'écoulement sont résumées dans le tableau 4.2. Les pales en céramique ont été usinées (profil 2D) puis frittées alors que l'anneau en BMI a été fait par enrou-

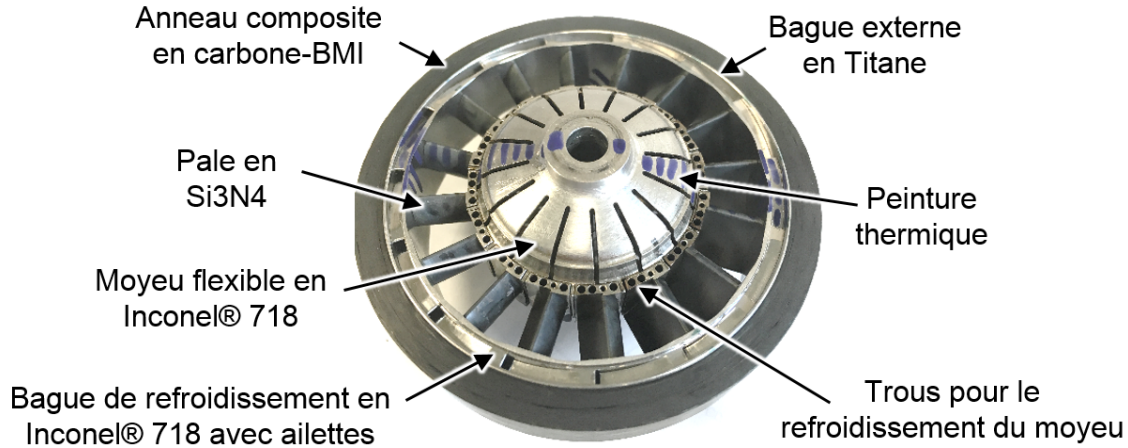


FIGURE 4.21 – Prototype preuve de concept de 15 kW

TABLE 4.4 – Conditions thermiques du système de refroidissement estimées par le modèle thermique 1D. Les nœuds font référence à la figure 4.7.

Conditions système de refroidissement	Modèle 1D thermique
Anneau composite (nœud #5)	440 K
Contact pale/bague de refroidissement (nœud #1)	594 K
Bague sans pale (nœud #4)	480 K
Pale de turbine (nœud #0)	846 K
Taux de chaleur évacué	1159 W
Coefficient de convection froide	1034 W/m ² K
Coefficient de convection chaude	762 W/m ² K

lement filamentaire. Pales et anneau ont été réalisés par deux fournisseurs externes, alors que le moyeu et le système de refroidissement en Inconel® 718 ont été entièrement usinés à l'Université de Sherbrooke.

Résultats des modèles 1D pour le prototype

Les résultats du modèle 1D thermique, basé sur les équations (4.9) à (4.18), sont présentés dans le tableau 4.4. Les résultats du modèle 1D aérothermodynamique, basé sur les équations (4.1) à (4.5), sont présentés dans le tableau 4.5. Le comportement analytique du fluide au travers du canal est tracé dans la figure 4.22.

Les conditions de l'écoulement dépendent de la friction aux parois et de l'apport de chaleur au gaz de refroidissement. La vitesse par exemple, qui suit la relation ci-dessous comme décrit précédemment, subit une accélération totale de +152 m/s dans les canaux :

TABLE 4.5 – États thermodynamiques au travers des canaux de refroidissement estimés par le modèle aérothermodynamique 1D.

Conditions écoulement froid	Modèle 1D aérothermodynamique
Pression : entrée → sortie	161 → 92 kPa
Vitesse : entrée → sortie	131 → 283 m/s
Température : entrée → sortie	279 → 347 K

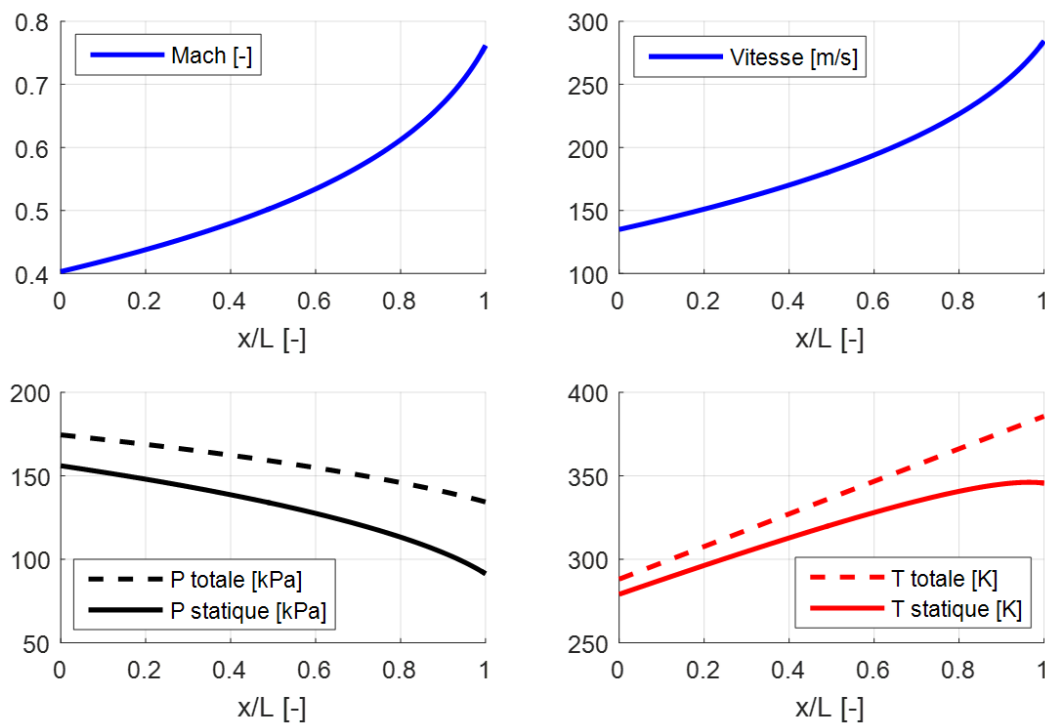


FIGURE 4.22 – Nombre de Mach, vitesse, pressions et températures dans les canaux de refroidissement.

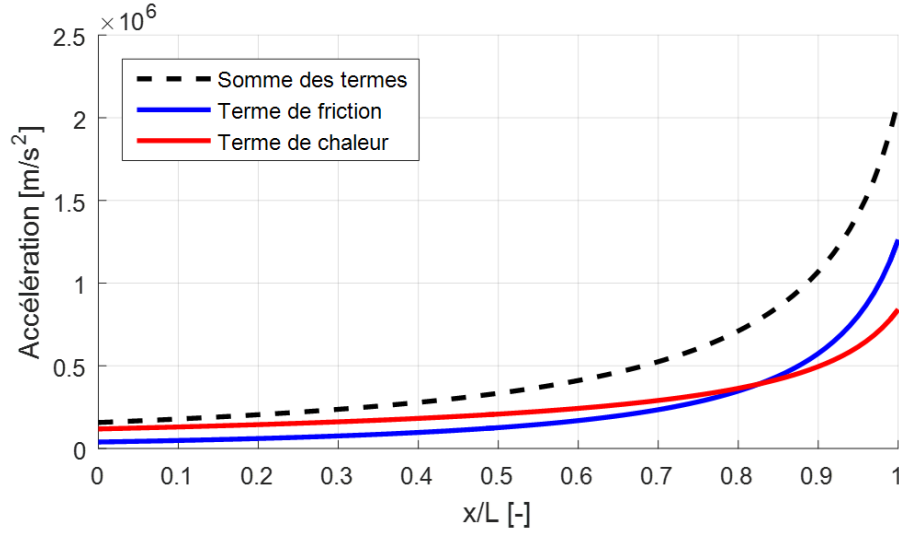


FIGURE 4.23 – Impact de la friction et de la chaleur reçue sur l'accélération du gaz.

$$\frac{dV}{V} = \frac{1}{1-M^2} \left(\frac{dq}{c_p T} \right) + \frac{\gamma M^2}{2(1-M^2)} \left(4C_f \frac{dx}{D} \right) \quad (4.29)$$

Le premier terme de la relation est le terme de chaleur et le second est le terme de friction. Le terme de changement de section n'apparaît pas puisque les canaux sont droits sur la portion concernée par les tracés. Les deux termes de friction et d'apport de chaleur sont comparés dans la figure 4.23 : l'impact initial de la friction est faible par rapport à l'apport de chaleur mais il augmente progressivement jusqu'à être le plus important dans le dernier quart des canaux où l'écoulement est le plus rapide. Intégrer ces deux termes permet de déterminer leur importance : leur rôle est finalement similaire puisque 44% de l'accélération sont dus à la friction aux parois et 56% sont dus à la chaleur reçue par le gaz de refroidissement. L'intégration dans le temps de la somme des deux termes donne l'accélération totale du gaz dans les canaux, c'est-à-dire +152 m/s.

Les équations du modèle 1D aérothermodynamique sont valables pour un écoulement interne développé. Dans la réalité, il faut un certain temps à l'écoulement pour atteindre cet état. Dans le cas du prototype, le nombre de Reynolds dans les canaux vaut $Re = 23000$ et les canaux mesurent 42 diamètres de long. Le nombre de Nusselt converge relativement vite vers sa valeur finale : $Nu(x)/Nu(\infty) = 1,10$ pour $x/D = 7$ [56] soit 17% de la longueur des canaux, avec $Nu(\infty) = 75$ selon la relation (4.25). Il est donc considéré que les équations du modèle 1D aérothermodynamique sont valables pour toute la longueur des canaux tout en gardant en tête que le transfert de chaleur et les pertes de charges sont légèrement sous-estimés. C'est une approche thermique conservative.

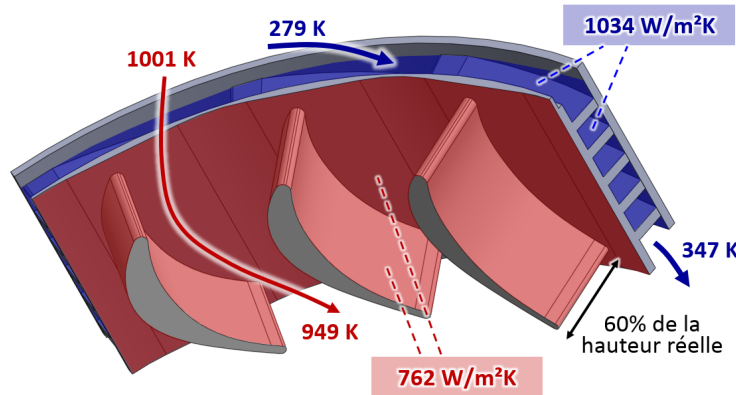


FIGURE 4.24 – Conditions de la simulation FEA et surfaces concernées.

4.4.2 Comparaison des résultats analytiques et numériques

Afin de vérifier si les modèles 1D thermique et aérothermodynamique donnent de bons résultats, leurs prévisions ont été comparées à celles d'une analyse par éléments finis (FEA) effectuée avec ANSYS® , puis avec les prévisions d'une simulation couplée fluide/solide (CFD/FEA) effectuée avec SolidWorks® FlowSimulation®.

Comparaison des résultats du modèle 1D et de la FEA (ANSYS®)

Cette première analyse numérique par élément finis (FEA) a été effectuée pour vérifier si le modèle 1D thermique représente convenablement la véritable géométrie tridimensionnelle du prototype. Le domaine simulé inclut les pales de turbines et le système de refroidissement, c'est-à-dire uniquement des volumes solides. Cette simulation FEA n'intègre aucune simulation fluide (CFD) mais des coefficients de convection et températures d'échange ont été imposés aux parois. La valeur des coefficients et températures est évaluée par le modèle 1D thermique pour les deux écoulements chaud et froid. Comme le flot chaud refroidit progressivement au fur et à mesure qu'il progresse au travers de la turbine (voir table 4.2), la température appliquée sur les pales de turbine et la face intérieure de la bague de refroidissement diminue progressivement de 1001 K à 949 K. De la même manière, comme l'air froid se réchauffe au travers des canaux de refroidissement (voir table 4.5), la température imposée dans ces canaux passe de 279 K à 347 K. Les surfaces sur lesquelles sont appliquées ces conditions thermiques sont montrées dans la figure 4.24. Pour représenter la présence du moyeu et la symétrie thermique présentée dans la figure 4.15, la hauteur des pales de turbine simulée équivaut à 60% de leur hauteur réelle. La quasi-adiabaticité de l'anneau composite est quant à elle représentée en imposant une condition de flux de chaleur nul sur la face extérieure du système de refroidissement.

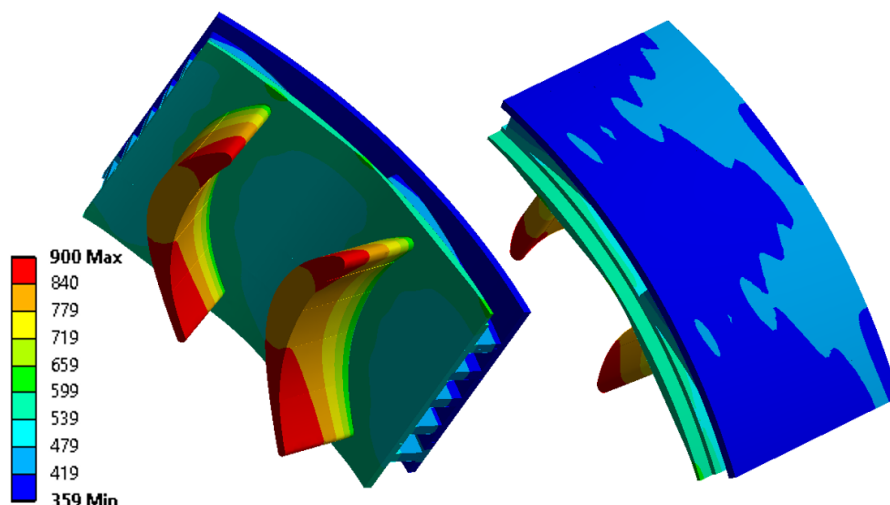


FIGURE 4.25 – Champ de température du système de refroidissement et des pales de turbines.

Un aperçu du résultat global de la simulation FEA est montré dans la figure 4.25. Le tableau 4.6 compare les prédictions de températures et de flux de chaleur extrait du modèle 1D et de la simulation FEA 3D. Pour plus de simplicité, les erreurs sur les températures et les flux sont calculées de la même manière selon la relation $\varepsilon = (X_{\text{modèle 1D}} - X_{\text{FEA}})/X_{\text{FEA}}$. La comparaison montre que les erreurs de prédiction du modèle 1D varie entre +1,4% et -5,9%. Ces écarts sont dus à l'hypothèse principale du modèle qui considère que le flux de chaleur est parfaitement bidimensionnel et que l'épaisseur des pales est constante axialement. Dans la réalité, les pales ne sont pas d'épaisseur uniforme et cela provoque des concentrations de température et de flux de chaleur aux endroits où elles sont les plus fines. Les températures de contact (figure 4.26) et de bout de pale (figure 4.27) peuvent ainsi varier axialement et le modèle 1D ne saisit pas ce phénomène. Il est à noter que la température de l'anneau composite varie radialement comme indiqué dans la figure 4.28. Ceci est dû à la présence de la pale qui génère une « ligne chaude » dans la bague de refroidissement ainsi qu'à la présence des ailettes de refroidissement qui créent un chemin thermique intermittent entre la bague et l'anneau composite car ils sont quasiment perpendiculaires à la pale. Le point chaud se situe à niveau de la fin de la pale car c'est là que le gaz de refroidissement est le plus chaud et que la pale est la plus fine, donc plus chaude aussi comme indiqué sur les figures 4.26 et 4.27. Le point chaud de l'anneau composite ne se situe pas toujours exactement au-dessus du bout de la pale car il n'y a pas forcément une ailette à cet endroit précis pour conduire la chaleur.

Comparaison des résultats du modèle 1D et de la CFD/FEA (FlowSimulation®)

Une seconde simulation numérique a été effectuée, cette fois-ci couplant des éléments finis avec une simulation de dynamique des fluides. Cette simulation numérique couplée CFD/FEA a

TABLE 4.6 – Comparaison des résultats du modèle 1D thermique et de la FEA (ANSYS®).

Emplacement	FEA(ANSYS®)	Modèle 1D thermique
Anneau composite (nœud #5)	434 K	440 K (+1,4%)
Contact pale/bague de refroidissement (nœud #1) K	614 K	594 K (-3,3%)
Bague sans pale (nœud #4)	501 K	480 K (-4,2%)
Pale de turbine (nœud #0)	899 K	846 K (-5,9%)
Taux de chaleur évacué	1227 W	1159 W (-5,5%)
Coefficient de convection froide	=	1034 W/m ² K
Coefficient de convection chaude	=	762 W/m ² K

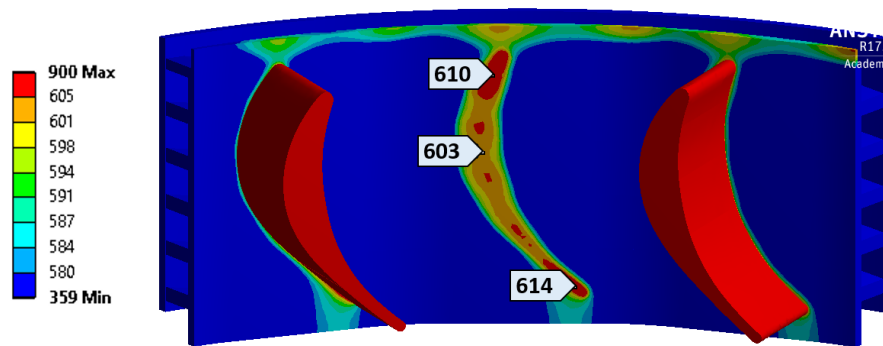


FIGURE 4.26 – Variation de température axiale au point de contact pale/bague. La partie la plus fine de la pale est environ 11 K (+1,8%) plus chaude que le centre.

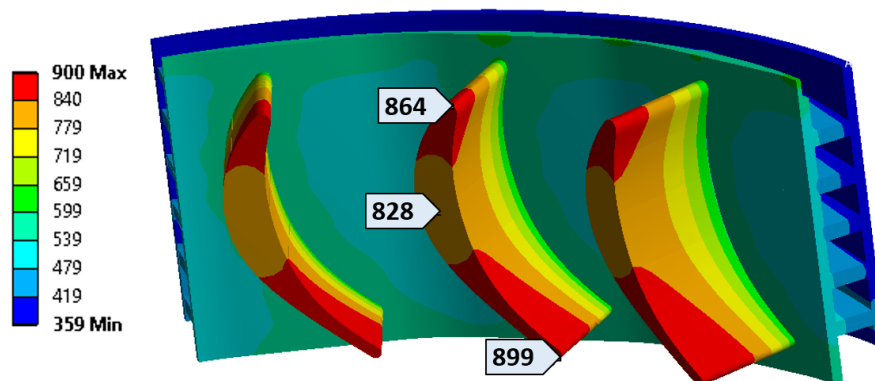


FIGURE 4.27 – Variation de température axiale en bout de pale. La partie la plus fine de la pale est 71 K (+8,6%) plus chaude que le centre.

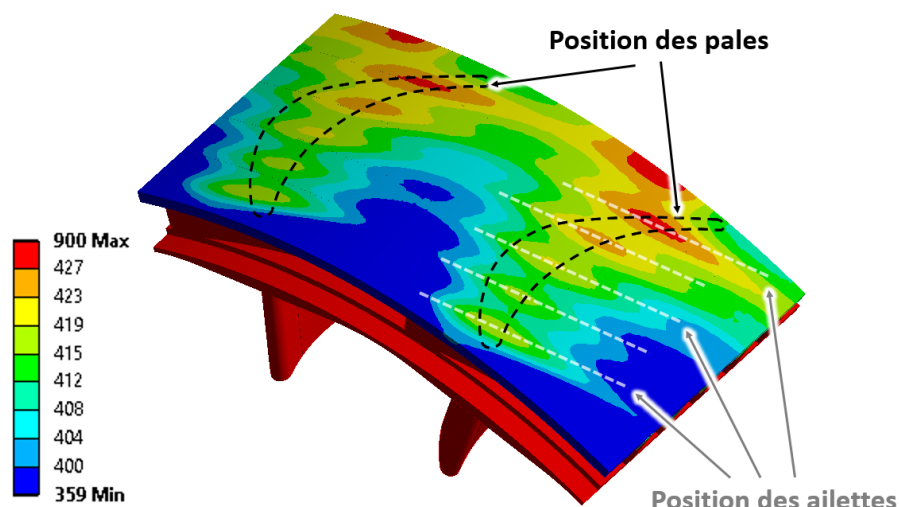


FIGURE 4.28 – Profil de température du système au-dessus d'une pale. Les points chauds correspondent à l'intersection du haut de la pale et des ailettes de refroidissement qui crée un chemin thermique.

été réalisée avec le logiciel SolidWorks® FlowSimulation® sur la géométrie du prototype de 15 kW encore une fois. Le domaine solide simulé par FEA inclut les pales de turbines et le système de refroidissement. Le domaine fluide simulé par CFD inclut l'écoulement principal chaud qui baigne les pales de turbine et l'écoulement froid qui traverse les canaux de refroidissement. Pour simuler une TIT de 1100 K, les températures et débits des fluides ont été imposés en entrée de la turbine et des canaux : 110 g/s à 1001 K pour représenter l'écoulement principal et 11,5 g/s à 283 K pour représenter le débit de refroidissement. Des pressions de 84 et 92 kPa absolus ont aussi été imposées respectivement en sortie de la turbine et des canaux de refroidissement. Ces conditions imposées d'entrée et de sortie sont résumées dans la figure 4.29. Comme dans la simulation FEA précédente, la quasi-adiabaticité de l'anneau composite a été représentée en imposant une condition de flux nul sur la face extérieure du système de refroidissement.

Une cascade linéaire de deux pales dans un domaine périodique a été simulée et les forces inertielles dues à la vitesse de rotation ont été simulées en imposant un champ centrifuge à l'écoulement. FlowSimulation® utilise un maillage cartésien à corps immergés, permettant des volumes de contrôle fluides et solides dans les mêmes cellules. Ces « cellules partielles » relient le transfert de chaleur entre fluide et solide. Un raffinement très fin du maillage a été réalisé aux parois mais il est inutile d'essayer de saisir les couches limites puisque FlowSimulation® utilise des lois de parois pour capter ces couches limites. Le raffinement du maillage global a quant à lui cessé lorsque les résultats ont présenté des variations inférieures à 3% par rapport au maillage précédent.

Cette simulation numérique couplée CFD/FEA fournit la température et le taux de chaleur à tra-

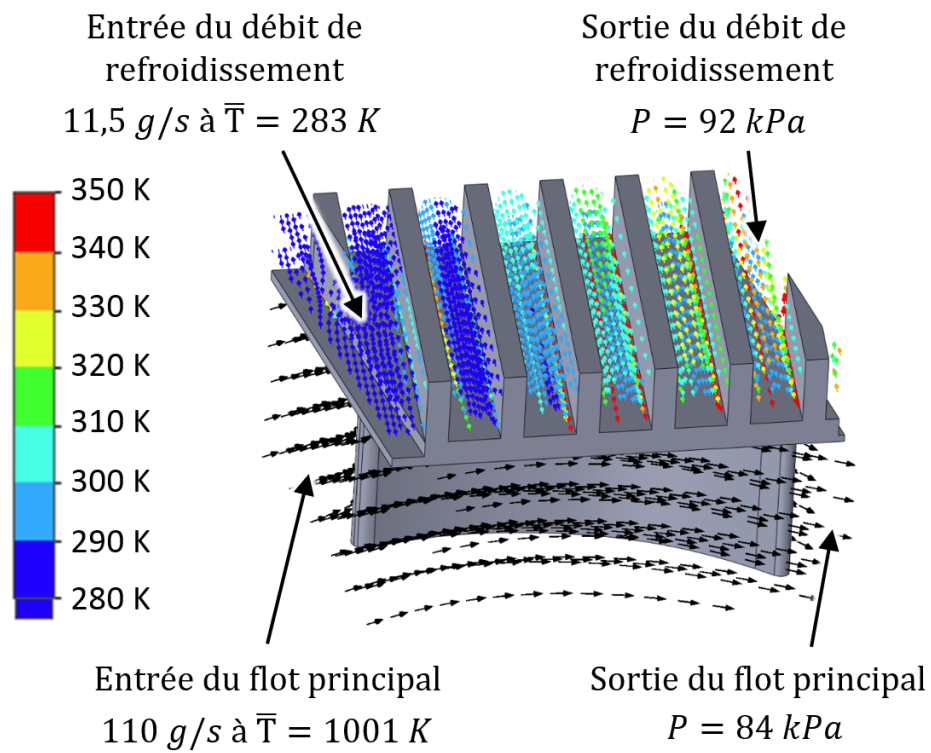


FIGURE 4.29 – Géométrie simulée par CFD/FEA et conditions d'entrée/sortie imposées (TIT = 1100 K).

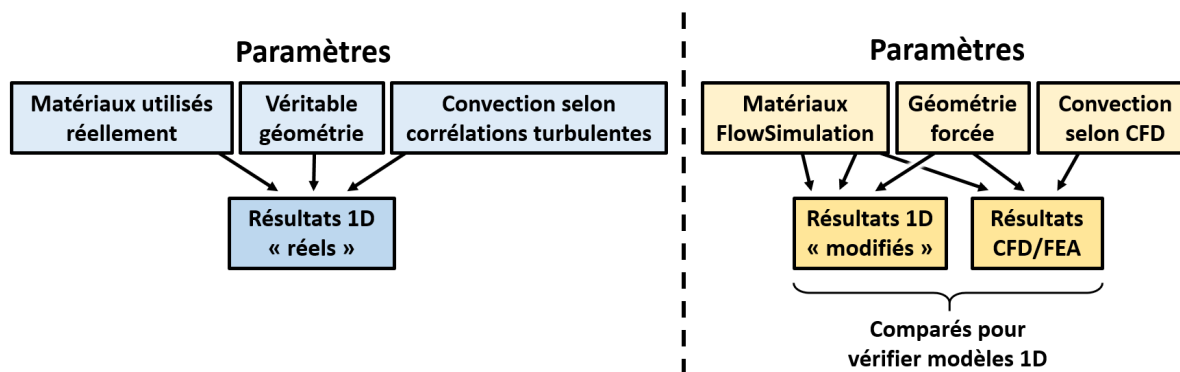


FIGURE 4.30 – Résumé des paramètres utilisés pour comparer la simulation CFD/FEA avec les modèles 1D.

vers les composants solides ainsi que les conditions des écoulements chaud et froid. Les coefficients de convection auxquels la géométrie est soumise sont directement évalués par la partie CFD de la simulation. Un modèle $k - \varepsilon$ est utilisé pour représenter la turbulence. La géométrie simulée, présentée dans la figure 4.29, a été légèrement changée par rapport à la vraie afin de pouvoir imposer des conditions limites cycliques et ne pas avoir à simuler la géométrie au complet. Comme le but est de savoir si les modèles 1D thermique et aérothermodynamique donnent des prévisions similaires à une simulation numérique couplée CFD/FEA, les modèles 1D utilisent la même géométrie, les mêmes propriétés de matériaux et les mêmes coefficients de convection prédits par la CFD/FEA, comme résumé dans la figure 4.30. Cela amène donc une légère différence entre les résultats 1D présentés ici et ceux présentés précédemment. FlowSimulation® est un outil de conception et n'est pas une représentation exacte de la réalité. Cependant, compte tenu de la précision nécessaire et de la complexité de modéliser une turbine au complet, il a été jugé que les résultats étaient satisfaisants par rapport aux modèles analytiques. FlowSimulation® a aussi été préféré à ANSYS® Fluent® pour sa simplicité et rapidité d'utilisation.

Une comparaison des différentes conditions thermiques prédites par chaque outil est présentée dans le tableau 4.7 et les conditions d'écoulement prédites sont présentées dans le tableau 4.8. Les prévisions de température de la simulation couplée CFD/FEA et du modèle thermique 1D sont en très bon accord, avec un écart de $\pm 1,1\%$ pour les températures de l'anneau et du point de contact pale/bague qui sont les deux températures les plus importantes. Le flux estimé par les modèles 1D est quant à lui identique à celui de l'analyse CFD/FEA. Les prévisions des conditions d'écoulement de la simulation couplée CFD/FEA et du modèle thermique 1D sont en assez bon accord, avec un écart inférieur à $\pm 5\%$.

TABLE 4.7 – Résultats de la CFD/FEA et du modèle thermique 1D.

Emplacement	CFD/FEA	Modèles 1D
Température max anneau	476 K	481 K (+1,1%)
Contact pale/bague	584 K	580 K (-0,7%)
Température max pale	831 K	781 K (-6,0%)
Taux de chaleur extrait	855 W	855 W (-0,0%)

TABLE 4.8 – Résultats de la CFD/FEA et du modèle aérothermodynamique 1D.

Emplacement	CFD/FEA	Modèles 1D
Pression : entrée → sortie	137 → 92 kPa	142 → 92 kPa
Vitesse : entrée → sortie	140 → 236 m/s	138 → 248 m/s
Température : entrée → sortie	283 → 339 K	278 → 326 K
Convection canaux	~ 639 W/m ² K	=
Convection pales	~ 551 W/m ² K	=
Convection bague	~ 491 W/m ² K	=

4.4.3 Écart d'estimation des coefficients de convection chaud et froid

Comme expliqué précédemment, les modèles 1D utilisent une corrélation pour écoulement interne établi turbulent dans les canaux pour l'écoulement froid. Malgré le fait que le nombre de Reynolds indique un écoulement laminaire sur les pales de turbines et les faces internes de la bague de refroidissement, une corrélation pour écoulement turbulent sur plaque plane est utilisée pour déterminer le coefficient de convection autour de l'écoulement chaud. En effet, la littérature indique que cette corrélation turbulente prévoit mieux l'échange pour des pales dans une turbine, même si le Reynolds indique que l'écoulement est laminaire. La simulation numérique couplée CFD/FEA évalue les coefficients de convection par elle-même. Elle estime ainsi que le coefficient de convection chaud autour des pales et de la surface interne de la bague est environ 520 W/m²K en moyenne. Cette prévision est très proche du résultat d'une corrélation laminaire et s'éloigne des estimations turbulentes des modèles 1D comme indiqué dans le tableau 4.9, ce qui est logique puisque le nombre de Reynolds indique un écoulement laminaire pour l'écoulement chaud. Cependant, afin de tenir compte des recommandations de la littérature, ce sont les résultats de la corrélation turbulente qui seront utilisés pour les calculs à venir. En ce qui concerne l'écoulement froid dans les canaux, la simulation CFD/FEA prédit un coefficient de convection de 639 W/m²K, ce qui correspondrait à une moyenne entre les prévisions de corrélations laminaire et turbulente. La raison pour un tel résultat n'est pas très bien comprise, puisque l'écoulement froid est turbulent avec $Re = 23000$. C'est donc encore le coefficient annoncé par la corrélation turbulente qui est

TABLE 4.9 – Comparaison de l'estimation des coefficients de convections selon la CFD/FEA et les modèles 1D.

	Pales	Bague	Canaux
Corrélation laminaire	537 W/m ² K	537 W/m ² K	59,3 W/m ² K
Corrélation turbulente	762 W/m ² K	762 W/m ² K	1034 W/m ² K
Prévisions CFD/FEA	551 W/m ² K	491 W/m ² K	639 W/m ² K
Utilisé par modèles 1D	762 W/m ² K	762 W/m ² K	1034 W/m ² K

utilisé par les modèles 1D. L'impact des différences de résultats obtenus par les corrélations pour les coefficients de convection est investigué dans le chapitre 5.

4.5 Validation expérimentale du prototype de 15 kW

4.5.1 Banc pour validation expérimentale

Après la conception et la validation numérique de la turbine de 15 kW, un prototype de preuve de concept équipé de canaux de refroidissement a été conçu et a subi des tests à chaud. L'objectif principal de ces tests fut de faire la preuve de concept de cette configuration renversée métallique, ce qui est une nouveauté en soi. Le second objectif fut de supporter les résultats des modèles 1D et des simulations CFD/FEA. Les variables d'intérêt sont la température et la pression d'entrée et de sortie de l'air de refroidissement et de l'écoulement principal ainsi que la température de l'anneau composite, du système de refroidissement, des pales et du moyeu. Les températures et pressions des débits sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K et de capteurs de pression. La température de la surface externe de l'anneau composite est mesurée avec un pyromètre. La température de tous les autres composants est évaluée visuellement après les essais avec la peinture thermochromique non réversible de Thermal Paint Services®. Étant donné que la peinture thermique enregistre uniquement la température maximale atteinte, le débit de refroidissement est maintenu pendant la procédure de ralentissement du prototype pour limiter toute surchauffe temporaire.

Le banc d'essai est présenté sur la figure 4.31. Une roue de compresseur centrifuge Garrett® GTX2860R comprime l'air ambiant et l'envoie à travers une chambre de combustion alimentée en hydrogène où la TIT cible est atteinte. Après avoir traversé l'étage de la turbine, le flot principal passe par un diffuseur radial. L'arbre de turbine est soutenu par un roulement à billes de turbocompresseur. Pour l'étage de turbine (le prototype), l'air de refroidissement est fourni au carter du rotor par une bouteille d'air sec comprimé afin de découpler les débits massiques de refroidissement et principal. De l'air est injecté dans la cavité autour de l'anneau composite afin d'évacuer la chaleur générée par la friction aérodynamique. Le démarrage du moteur est réalisé en envoyant le flux d'air

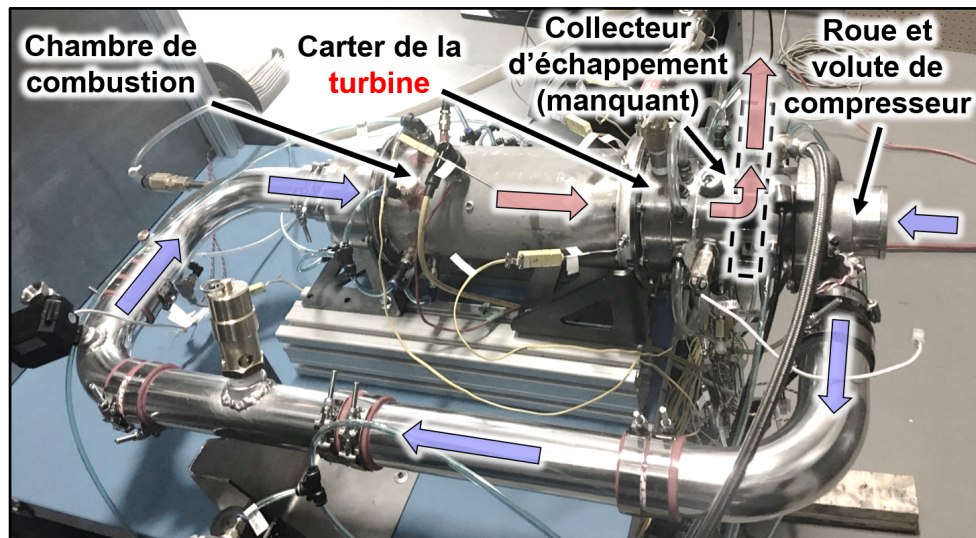


FIGURE 4.31 – Banc d'essais à chaud et circulation de l'écoulement principal.

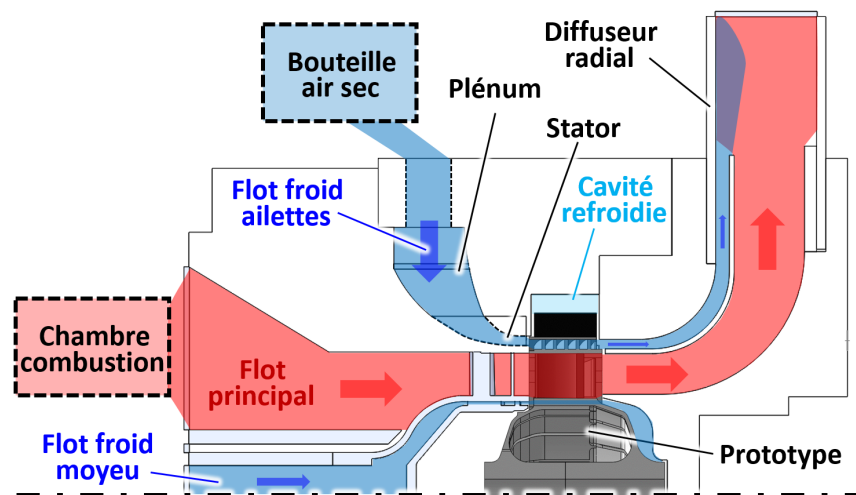


FIGURE 4.32 – Vue en coupe simplifiée du banc d'essai.

de refroidissement à travers les canaux de refroidissement de l'anneau et du moyeu. La figure 4.32 présente une vue en coupe simplifiée du banc avec les différents débits le traversant.

4.5.2 Résultats expérimentaux

Au cours de l'essai principal, le prototype a maintenu une TIT de 1060 K pendant 40 secondes avec un pic final de 1110 K comme montré dans la figure 4.33, atteignant 100 kRPM en moyenne comme le montre la figure 4.34. Ceci représente une vitesse de bout de pales de 287 m/s. Le débit

principal a atteint un maximum de 117 g/s. En raison de la fuite d'air de refroidissement entre le stator et le prototype, 15 g/s d'air froid ont été injectés dans le carter du rotor pour atteindre 11,5 g/s dans les canaux de refroidissement. Le débit principal et celui du stator de refroidissement (15 g/s) sont imposés par des régulateurs de débit massique. Le débit froid entrant véritablement dans les canaux (11,5 g/s) est quant à lui déduit en évaluant les fuites selon les pressions mesurées et la géométrie du prototype, ce qui rend sa valeur quelque peu incertaine. Le pyromètre placé dans le carter autour du prototype n'a pas fonctionné correctement pour une raison inconnue. Mais ce même capteur, lors d'un autre essai dans les mêmes conditions, a enregistré une température de 361 K sur la surface extérieure de l'anneau composite. Il est 139 K sous sa température de fonctionnement maximale, ce qui signifie que la cavité autour de l'anneau composite est correctement ventilée avec les 3 g/s d'air frais qui y sont injectés. Pour rappel, aucun flux de chaleur ne traverse l'anneau composite à cause de sa très faible conductivité thermique (0,6 W/mK). La température T_{aw} de sa face externe est supposée être égale à la température $T_{cavité}$ de l'air de la cavité plus un terme lié à la vitesse de rotation comme expliqué dans le chapitre 3 où sont détaillées les relations suivantes :

$$T_{aw} = T_{cavité} + F_r \frac{V_{paroi}^2}{2c_p} \quad \rightarrow \quad (T_{cavité})_{max} = (T_{RR})_{max} - F_r \frac{V_{paroi}^2}{2c_p} \quad (4.30)$$

Ainsi, même si l'anneau est adiabatique, le débit de 3 g/s injecté dans la cavité est tout de même nécessaire pour contrôler $T_{cavité}$ et T_{aw} .

La figure 4.35 indique les températures mesurées par les thermocouples situés en sortie du stator de refroidissement, dans le plénum qui alimente ce stator et en sortie des canaux de refroidissement. La TIT est tracée pour mieux se situer dans la chronologie de l'essai. Ces mesures indiquent que le stator augmente la température du gaz de refroidissement de 50 à 60 K. La température mesurée en sortie des canaux augmente quant à elle progressivement pendant 20 secondes, puis augmente plus vite et en continu jusqu'à la fin du test pour une raison qui reste inconnue. Ceci est peut-être dû à la même augmentation brusque (et inexpliquée) de la TIT mesurée au même moment. Lors d'un précédent test dans les mêmes conditions, la température à la sortie des canaux de refroidissement était inférieure à celle de l'entrée. Cela indique que le thermocouple a probablement reçu un mélange du débit du canal de refroidissement et de l'air provenant de la cavité de l'anneau composite qui était à une température inférieure (316 K) et une pression plus élevée que la sortie du canal de refroidissement (116 kPa). Il est donc possible que l'augmentation violente de température en sortie des canaux soit due à l'apparition d'un espace entre le prototype et le carter du banc. Cet écart provoquerait alors une fuite des gaz chauds vers le capteur qui mesurerait un mélange de deux débits comme pour le précédent essai. Compte tenu de ces deux incidents, il est considéré que la température mesurée à la sortie des canaux n'est pas fiable et ne représente pas la température

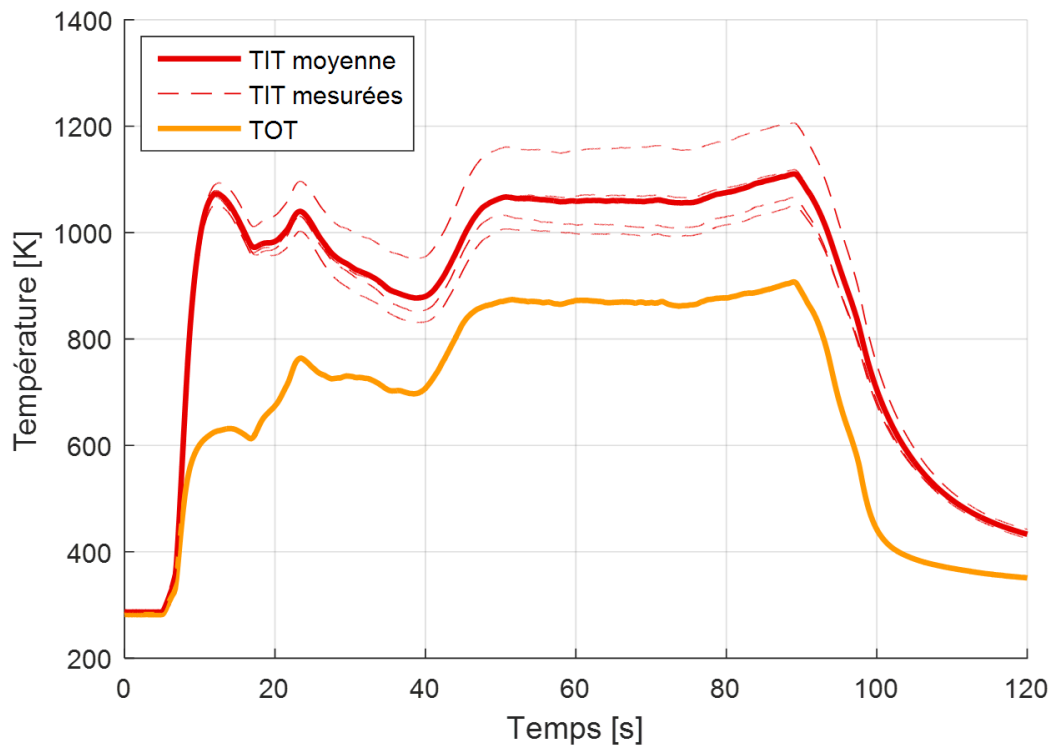


FIGURE 4.33 – TIT moyenne et mesurées durant l’essai. TOT signifie « température de sortie de la turbine » (*Turbine Outlet Temperature*).

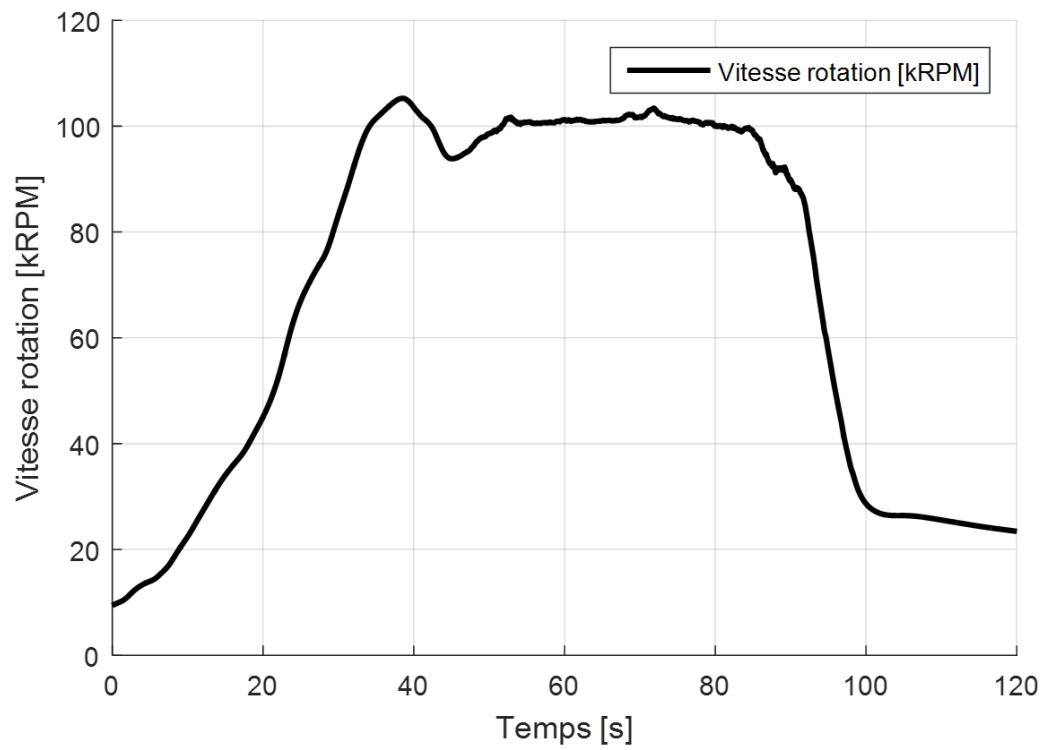


FIGURE 4.34 – Vitesse de rotation atteinte lors de l'essai.

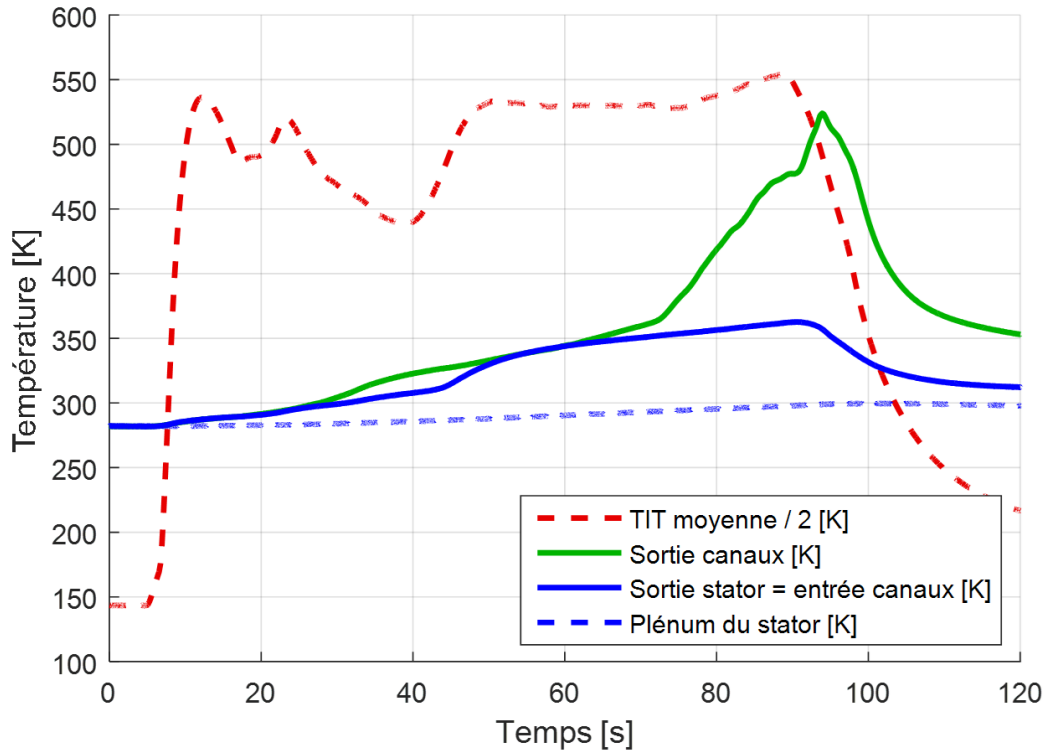


FIGURE 4.35 – Température du plénum froid en entrée des canaux (sortie du stator froid) et en sortie des canaux. La TIT est tracée pour se situer dans la chronologie de l’essai.

du gaz frais qui sort du système de refroidissement.

Les canaux de refroidissement atteignent l’état stable thermique après 6 secondes selon une simulation thermique FEA transitoire. « Stable » signifie que 95% du gradient stationnaire est atteint. L’inertie du prototype est donc faible par rapport à la durée de l’essai. Le prototype n’a cependant jamais vraiment atteint le régime stationnaire durant l’essai puisque la température de l’air frais injecté dans les canaux n’a pas cessé d’augmenter. Les canaux ont ainsi reçu un écoulement froid de 328 K et plus pendant 40 secondes, avec une TIT de 1060 K et plus. Les résultats sont toutefois positifs puisque le prototype est conçu pour $TIT = 1100$ K avec un débit de refroidissement de seulement 278 K. À la fin de l’essai, le prototype a même résisté à $TIT = 1080$ K et plus pendant 9 secondes avec un débit de refroidissement supérieur à 357 K, soit un débit de refroidissement plus chaud de 79 K par rapport au point de design.

Avant de commencer l’essai principal, de la peinture thermique a été appliquée sur le prototype comme indiqué dans la figure 4.36. Cette peinture change définitivement de couleur lorsque sa température augmente. Après l’essai en rotation à chaud, il est ainsi possible de déduire la température atteinte par les composants tournants en comparant la couleur de leur peinture avec des échantillons étalons qui ont été réalisés dans des conditions contrôlées. Un exemple d’échantillons étalons est

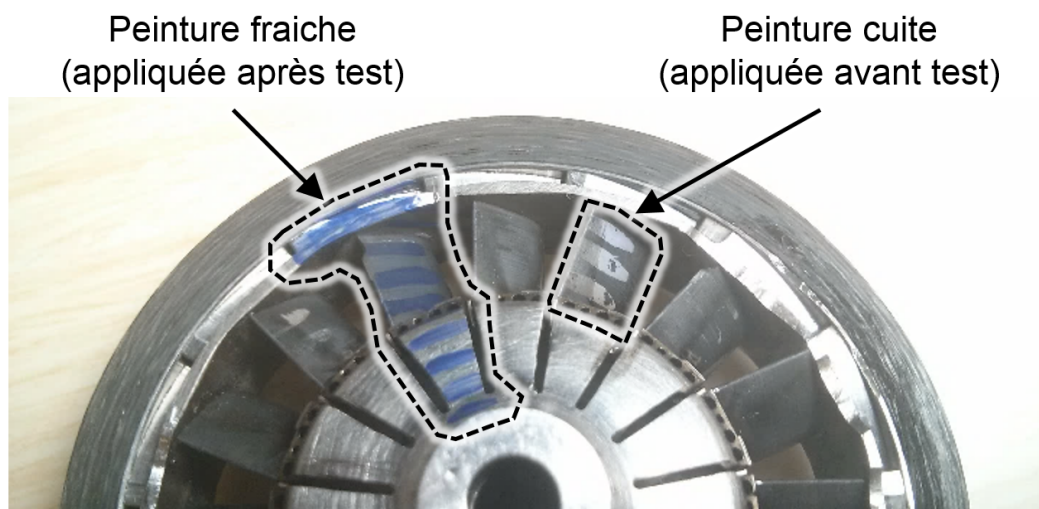


FIGURE 4.36 – Position de la peinture sur le prototype et différence entre peinture fraîche et cuite. Une grande partie de la peinture apposée a été arrachée par la centrifugation.

présenté dans la figure 4.37 et les détails de leur réalisation sont expliqués dans l'annexe A.14. Les résultats complets de l'identification du prototype après le test à chaud sont présentés dans la figure 4.38.

Afin de pouvoir comparer les résultats de la peinture thermique avec les résultats des modèles 1D pour des conditions similaires, les modèles 1D sont recalibrés pour intégrer la surchauffe de +55 K dans le stator de refroidissement et le fait que la TIT est de 1060 K. Les prévisions des modèles 1D sont comparées dans le tableau 4.10 avec une simulation FEA effectuée avec ANSYS® intégrant elle aussi la surchauffe du stator et la TIT de 1060 K. La comparaison indique que les modèles 1D offrent encore une bonne précision, avec $\pm 3,1\%$ d'erreur sur les températures de la bague de refroidissement. La comparaison des températures provenant de la simulation FEA et de la peinture thermique est quant à elle résumée dans la figure 4.39. La peinture indique des plages de résultats qui correspondent relativement bien avec la simulation FEA, sauf pour le bord d'attaque au milieu de la pale où la peinture indique une température environ 190 K plus grande. Une telle sous-estimation locale de la température par la simulation numérique est probablement due au fait que la simulation utilise des coefficients de convection moyens, alors que dans la réalité les coefficients de convection locaux sont très grands sur le bord d'attaque de la pale. En ce qui concerne la peinture appliquée à la sortie des canaux, celle-ci indique une température comprise entre 293 et 573 K (20 et 300°C). C'est une plage trop large pour pouvoir être intéressante dans notre cas puisqu'il faut déterminer si le système est en dessous de 500 K (227°C) ou non et à quel point. Cette mesure est cependant rassurante puisqu'elle indique que cette zone est à moins de 573 K.

La peinture thermique utilisée (TPS KN5) est censée couvrir une plage allant de 413 à 1523

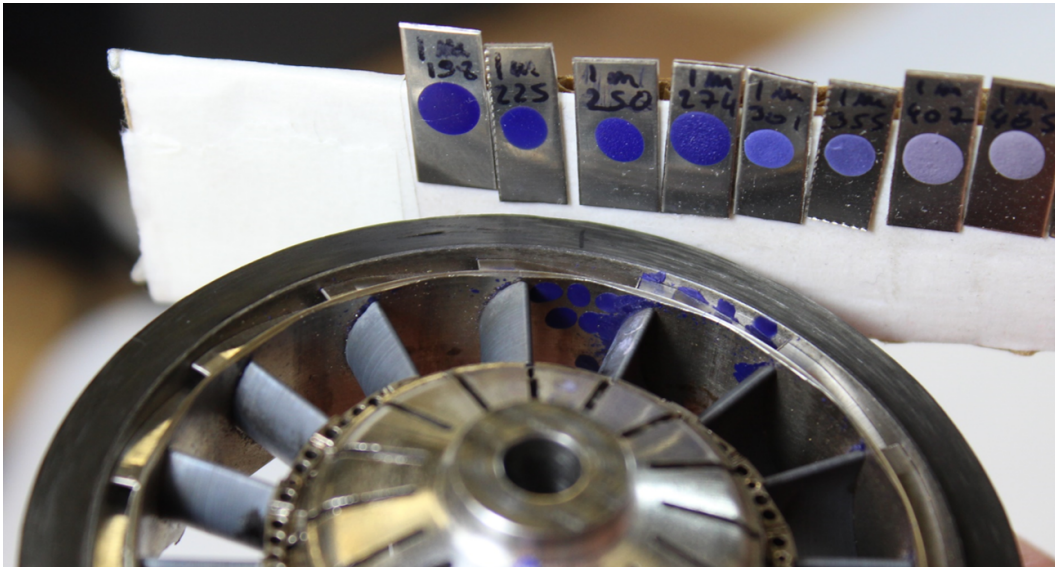


FIGURE 4.37 – Un groupe d'échantillons étalons.

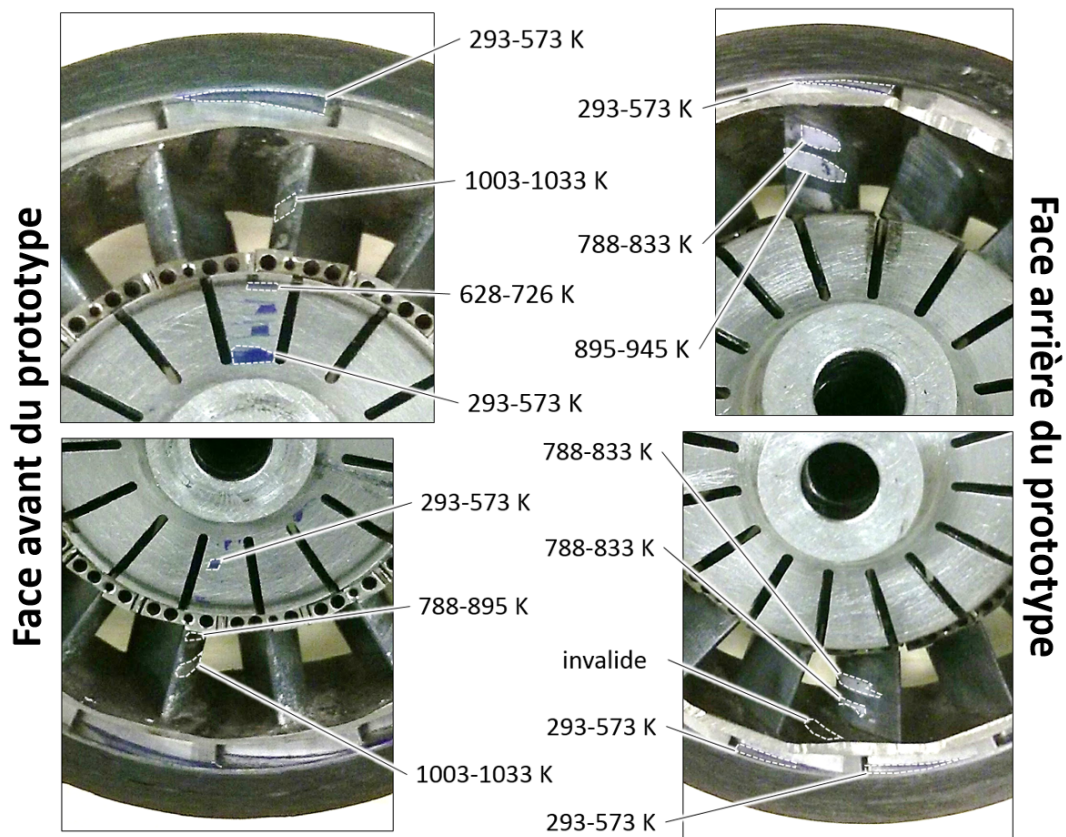


FIGURE 4.38 – Résultats d'identification de la température grâce à la peinture.

TABLE 4.10 – Comparaison des résultats du modèle 1D thermique et de la FEA (ANSYS®) en intégrant la surchauffe de +55 K du stator et TIT = 1060 K.

Emplacement	FEA(ANSYS®)	Modèle 1D thermique
Anneau composite (nœud #5)	458 K	468 K (+2,2%)
Contact pale/bague de refroidissement (nœud #1)	614 K	600 K (-2,3%)
Bague sans pale (nœud #4)	518 K	502 K (-3,1%)
Pale de turbine (nœud #0)	866 K	821 K (-5,2%)

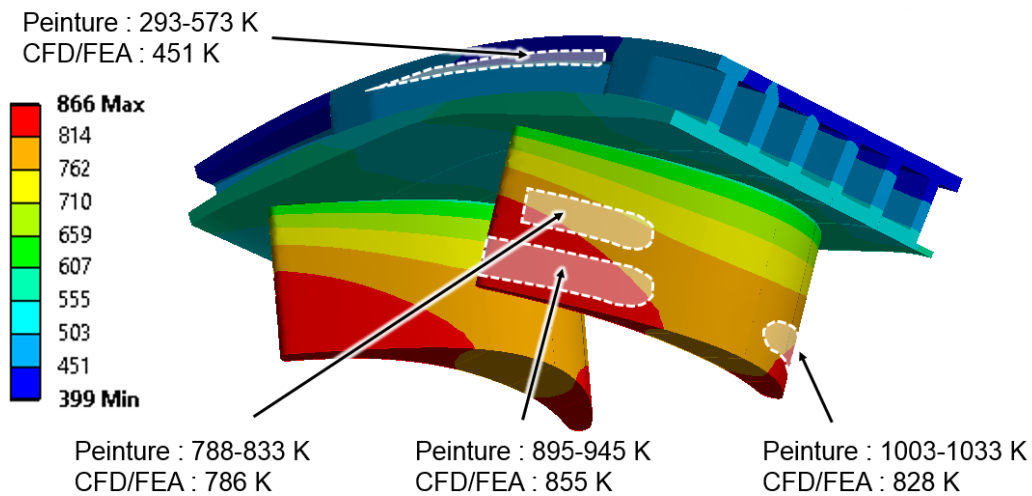


FIGURE 4.39 – Comparaison entre température estimée par peinture thermique et par simulation FEA.

K (140 à 1250°C) et c'est pour cela qu'elle a été choisie et recommandée par le fournisseur pour la configuration étudiée. Mais après avoir créé les échantillons étalons, il s'avère que le gradient de couleur est tellement faible en dessous de 573 K (300°C) qu'il est impossible de trouver une différence sur cette plage. De plus, le fournisseur indique que la peinture doit être précurée à au moins 533 K (260°C) pendant 60 minutes pour des pièces en rotation, ce qui signifie par définition que la peinture ne peut pas être utilisée pour déterminer une température inférieure à 260°C dans ce cas. Sur recommandation du fournisseur, il a été décidé de plutôt précurer la peinture à seulement 473 K (200°C) pendant 120 minutes afin de pouvoir effectuer les identifications à partir de 473 K (200°C). Mais il reste cependant impossible d'identifier des températures inférieures à 573 K à cause du trop faible gradient de couleur. Comme la peinture thermique coûte environ 1040 CAD pour 250 ml et qu'elle vient au minimum par pots de 1000 ml, il a été décidé de ne pas poursuivre l'amélioration de la méthode d'identification par peinture.

Incidents de tests

Lors d'un autre essai, le prototype a atteint une TIT et une vitesse de rotation légèrement plus élevées. Cependant, le débit massique de refroidissement cible n'a pas été atteint en raison d'une erreur de préparation du banc d'essai : l'un des raccords d'alimentation en air de refroidissement qui sont reliés au plénum d'air froid est resté débranché, ce qui a empêché de bâtir une pression avec l'écoulement froid et de l'injecter en bonne quantité dans les canaux de refroidissement du prototype qui tournait. Ainsi, la face interne du composite a légèrement fondu et un frottement s'est produit entre le prototype et le banc d'essai. Malgré cela, le prototype a seulement décélééré, sans perte d'intégrité structurelle. Cette défaillance démontre la robustesse de la configuration renversée utilisant une bague de refroidissement en superalliage dans le cas d'un frottement rotor/stator.

Lors d'un des derniers tests effectués, une destruction totale du prototype a tout de même eu lieu. Après investigation, il s'avère que la bague de refroidissement a cassé tangentiellement, ce qui a localement surchargé l'anneau composite et a provoqué sa destruction à son tour. La bague a craqué probablement pour plusieurs raisons. Tout d'abord, elle est conçue pour atteindre jusqu'à 115 kRPM avec TIT = 1100 K. Sur son point de design, la bague est tout de même très contrainte. Durant les essais effectués avec le prototype, la mise en rotation était plus rapide que le temps de chauffe du prototype. Ainsi, la bague a atteint à six reprises des vitesses d'au moins 80 kRPM en étant encore « froide » et elle n'est pas conçue pour cela. Ces différents essais ont donc probablement entraîné une déformation plastique de la bague à plusieurs reprises, ce qui a pu y provoquer des amorces de fissures. C'est la raison la plus probable pour laquelle la bague a cassé. De plus, un pic de TIT = 1320 K a été imposé au prototype pendant le dernier essai lors de son démarrage, avec au moins sept secondes à plus de 1220 K. Cela représente respectivement 220 K et 120 K de plus que le point de design de la bague. Cette surchauffe a peut-être provoqué un début de fonte

de l'anneau composite, ce qui l'aurait fragilisé. Cet incident a donc été causé par les procédures d'essais et le point de design très contraint de la bague, plutôt que par l'incapacité du système de refroidissement à protéger thermiquement l'anneau composite.

4.6 Résumé et conclusions

Dans ce chapitre, une méthode est proposée pour modéliser l'écoulement ainsi que le champ de température dans le système de refroidissement d'une turbine renversée. Cette modélisation est couplée et itérative puisque les données d'entrée du modèle 1D thermique sont les variables de sortie du modèle 1D aérothermodynamique et inversement. Des simplifications sont proposées afin de pouvoir représenter une géométrie réelle 3D en un ensemble épuré de composants 1D. La validité de ces simplifications est vérifiée par des simulations numériques de dynamique des fluides et des analyses thermiques par éléments finis. La comparaison des résultats des modèles 1D avec ces simulations 3D couplées fluide/solide ou bien uniquement solide montre une bonne corrélation pour l'écoulement du fluide de refroidissement ($\pm 5\%$) ainsi que pour le champ de température de la bague de refroidissement ($\pm 4,2\%$). Cela fournit un bon niveau de confiance envers les modèles 1D, ce qui va permettre de les utiliser pour prédire les performances du système de refroidissement pour une certaine plage de puissance moteur.

L'approche pour modéliser la géométrie 3D en une série d'éléments simples a été validée, ce qui signifie que les mécanismes physiques importants sont pris en compte correctement et compris. La représentation du système en une série d'éléments 1D fournit alors une indication claire et simple sur le fonctionnement du système. Les pales de turbine agissent comme des ailettes qui extraient de la chaleur de l'écoulement principal. Les pales dirigent ce flux vers l'anneau de refroidissement grâce aux points de contact avec lui. L'anneau agit lui aussi comme une ailette dont la base est située au point de contact avec la pale. Le coefficient de convection « équivalent » vu par l'anneau est en fait le coefficient de convection moyen entre la surface côté chaud et la surface côté froid. Et la température d'échange à laquelle est soumis l'anneau est en fait la moyenne entre les températures froide et chaude auxquelles il est soumis, pondérées par les coefficients de convection associés. Les ailettes de refroidissement quant à elles influent le comportement de la bague de deux manières. Elles augmentent le coefficient froid équivalent vu par l'anneau en ajoutant des surfaces d'échange et elles génèrent un gradient entre leur base et leur bout qui protège l'anneau composite. Le point le plus chaud de l'anneau composite est alors situé aux endroits où une ailette de refroidissement et une pale sont superposées l'une sur l'autre.

Du point de vue de la dynamique de l'air de refroidissement, il s'avère que la friction et l'ajout de chaleur ont un rôle similaire et de même importance dans l'accélération et la perte de pression du fluide froid dans les canaux. Une analyse du jet en entrée des canaux conclut qu'il n'a pas d'impact

négalif sur la qualité du refroidissement des ailettes. Et le choix d'un stator fin et continu plutôt qu'épais et discontinu est justifié. L'impact de la radiation s'avère quasiment négligeable sur la distribution de température dans le système de refroidissement. Mais le rayonnement génère des pertes de chaleur du flot principal suffisamment importantes pour devoir être prise en compte dans l'évaluation des pertes d'efficacité. La conductivité thermique peut quant à elle être considérée constante, ce qui est pratique pour évaluer rapidement le champ de température, mais la valeur considérée pour évaluer la conductivité doit être celle qui correspond à la moyenne de température de l'élément. D'un point de vue conception du système, il est démontré qu'il faut que l'angle des canaux soit porté au maximum afin de minimiser le débit de refroidissement, pour un même gradient thermique radial dans les ailettes. Il est aussi montré qu'augmenter la hauteur d'ailette a le même effet.

La validation expérimentale du concept de refroidissement est un succès. L'objectif principal était de faire la preuve de concept de cette configuration renversée métallique et cela a fonctionné grâce à plusieurs essais à chaud, dont un essai en stationnaire avec $TIT = 1060\text{ K}$ et un pic à $TIT = 1100\text{ K}$. C'est la plus haute température atteinte avec une turbine renversée avec pales en céramique. Il est plus difficile en revanche de vérifier les températures de l'écoulement froid à cause de fuites parasites qui empêchent d'évaluer correctement la température de l'air de refroidissement en sortie des canaux. Il en est de même pour la température du système de refroidissement. La peinture thermique fournit des indications plus qualitatives que quantitatives pour les pales mais ne permet pas de vérifier la température de la bague de refroidissement à cause d'une mauvaise précision de la peinture à basse température. Elle indique cependant que le bord d'attaque des pales est plus chaud que les prévisions, soulignant le désavantage de considérer un coefficient de convection moyen et non local sur toute la pale. Elle prouve cependant que l'anneau n'a jamais dépassé 573 K . Les essais indiquent aussi que le stator surchauffe l'écoulement froid et à quel point, ce qui est une information importante pour la suite du développement de la turbine car cela devra être corrigé pour conserver de bonnes performances de refroidissement. De manière générale, le système de refroidissement a tout de même protégé convenablement l'anneau composite malgré une température de débit de refroidissement supérieure à celle pour laquelle le système est conçu.

Chapitre 5

Études de performances d'une microturbine de 300 kW

Dans ce chapitre, les différents résultats des modèles 1D sont exploités pour en tirer les enseignements pertinents. Le comportement du système de refroidissement est étudié selon ses deux principaux paramètres : la hauteur des canaux et le débit froid qui le traverse. Pour différentes tailles de moteurs, les paramètres qui minimisent le coût en efficacité du système sont définis. Afin de saisir les meilleurs pistes d'amélioration du système de refroidissement, une étude de sensibilité des pertes est effectuée en fonction des différents paramètres. Une évaluation de l'efficacité du moteur est fournie pour un moteur de 300 kW avec une turbine en configuration renversée. Enfin, les pertes associées au système de refroidissement sont présentées en fonction de la puissance, afin de savoir si la configuration renversée présente un gain d'efficacité pour n'importe quelle puissance ou non.

5.1 Calcul des pertes d'efficacité dues au système de refroidissement

5.1.1 Pertes prises en compte

Afin de calculer les pertes d'efficacité provoquées par le système de refroidissement, les pertes liées au phénomènes cités ci-dessous sont considérées :

- pompage du débit de refroidissement ;
- friction aérodynamique de l'anneau composite ;
- pertes de chaleur de la turbine ;
- refroidissement de la cavité de l'anneau composite pour évacuer la chaleur générée par

friction.

La méthode pour évaluer ces pertes est la même que celle présentée dans la chapitre 3 de cette thèse et ces pertes sont les mêmes qui ont déjà servies à comparer les différents concepts entre eux dans le même chapitre 3.

5.1.2 Intégration des erreurs de prédiction des modèles

Dans le chapitre 4, les résultats des modèles 1D sont comparés à plusieurs reprises avec des simulations 3D par éléments finis. Ces comparaisons montrent que les modèles 1D présentent de légères erreurs quant à l'évaluation des températures et des taux de chaleur :

- surestimation maximale de la température de l'anneau de +2,2%, soit +14 K si l'anneau est à sa limite de 620 K ;
- sous-estimation maximale de la température de contact entre la pale et la bague de refroidissement de -3,3%, soit -33 K lorsque la bague est à sa limite de 1000 K ;
- sous-estimation maximale du taux de chaleur absorbé par le système de -5,5%.

Comme la surestimation de la température de l'anneau est conservatrice et relativement faible, les résultats des modèles 1D ne sont pas corrigés sur ce point. La sous-estimation de la température de contact pale/bague est quant à elle optimiste, donc les résultats présentés dans ce chapitre sont corrigés pour tenir compte de cette erreur de prédiction des modèles 1D en se voyant augmentés de +3,4%. Enfin, les modèles 1D sous-estiment le taux de chaleur reçu par le système d'environ -5,5%. Il a été montré dans le chapitre 3 que la radiation, qui est négligée dans les modèles 1D, réduit la chaleur reçue de -5,6%. La sous-estimation du taux de chaleur n'est donc pas corrigée dans les modèles 1D, puisqu'elle revient à tenir compte de la radiation. L'effet de la radiation sur la perte de chaleur du débit principal vers l'extérieur de la turbine (pas vers le système de refroidissement) est cependant intégré en augmentant sa valeur de +29% par rapport aux prédictions du modèle (voir tableau 4.1). Enfin, il a été montré dans le chapitre 3 que le modèle qui évalue l'efficacité du moteur la surestime de +1%. Une modification de -1% est donc appliquée sur l'efficacité dans le présent chapitre pour tenir compte de cette erreur.

5.1.3 Point de design optimal

Ce chapitre présente le coût en efficacité « optimal » du système de refroidissement. Ce coût correspond au point de design qui engendre le minimum de pertes d'efficacité et qui satisfait toutes les conditions nécessaires au bon fonctionnement du système, c'est-à-dire :

- la température de l'anneau est inférieure ou égale à 620 K, qui est la température d'opération maximale du polyimide recommandée par le fournisseur ;

- la température de la bague de refroidissement est inférieure ou égale à 1000 K, qui est la température avant laquelle les propriétés de l'Inconel® 718 ne commencent à baisser rapidement ;
- l'anneau composite est soumis à une contrainte mécanique égale à 75% de son maximum admissible. Ce niveau de chargement n'apparaît pas dans les résultats, puisque c'est une variable d'entrée des modèles 1D.

5.1.4 Variation des paramètres avec la puissance du moteur

Dimensions de la turbine

Afin de savoir comment se comporte le système de refroidissement en fonction de la puissance du moteur, c'est-à-dire de la taille de la turbine, il a fallu déterminer quelles sont les dimensions de la turbine en fonction de la puissance moteur. Pour déterminer ces dimensions, plusieurs approximations qui sont observables dans la littérature ont été posées :

- la hauteur des pales de turbine augmente avec la racine carrée de la puissance de la turbine ;
- le rayon moyen des pales de turbine augmente aussi avec la racine carrée de sa puissance ;
- le ratio de pression de la turbine est constant et maintenu à 3,4 : 1 comme pour le design de 240 kW de référence ;
- les rendements de composants sont constants sur toute la plage de puissance observée et sont basés sur ceux de la microturbine C200 commercialisée par Capstone (voir le tableau 5.1) ;
- le ratio des rayons du haut des pales et du moyeu (*up-to-tip ratio*) est constant et égal à 0,7.

La turbine de référence pour les calculs est celle développée par le laboratoire et déjà utilisée par Kochrad *et al.* [1]. La plage de puissance étudiée varie entre 50 kW et 1000 kW, ce qui correspond à la plage classique de puissance couverte par les microturbines. Les dimensions anticipées sont présentées dans la figure 5.1.

Paramètres du système de refroidissement

Les principales caractéristiques du système de refroidissement simulé sont récapitulées ci-dessous et sont majoritairement les mêmes que pour le prototype de 15 kW pour les mêmes raisons :

TABLE 5.1 – Rendements des composants du C200 de Capstone selon Kochrad *et al.* [1].

Compresseur	Turbine	Mécanique	Combustion	Échangeur de chaleur
80,7%	86,7%	99,0%	99,0%	91,0%

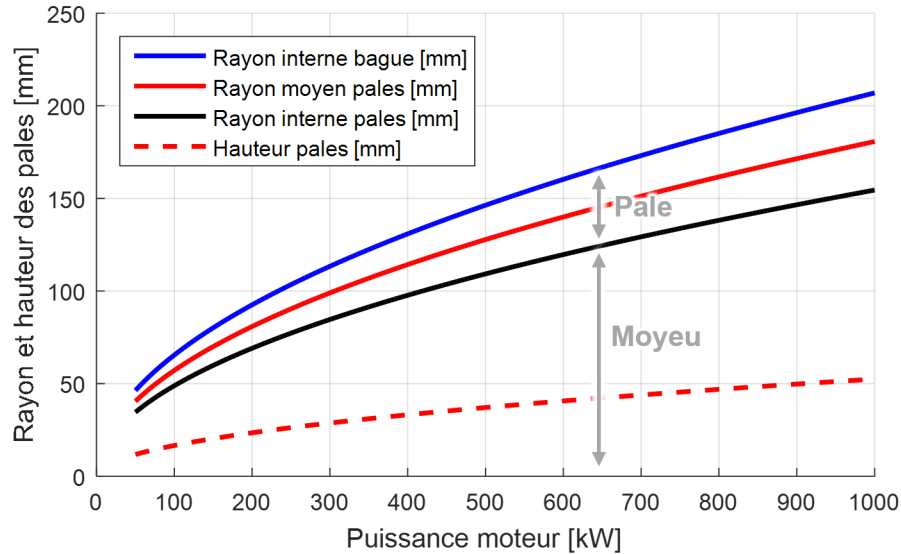


FIGURE 5.1 – Dimensions de la turbine selon la puissance du moteur.

- la largeur des canaux est de 1,6 mm pour faciliter leur fabrication ;
- la largeur des ailettes est de 0,8 mm pour respecter le même ratio de surface de 1/3 ;
- l'angle des canaux est fixé à 80° puisqu'un grand angle diminue le débit d'air consommé pour une même performance (voir chapitre 3) ;
- l'épaisseur de la bague de refroidissement sur laquelle sont machinées les ailettes est de 1 mm.

De plus, il est considéré que le système de refroidissement possède son propre diffuseur en sortie des canaux, ce qui autorise une pression différente de l'ambiante à ce point. Il est assumé que ce diffuseur peut, au besoin, générer les pertes de pression nécessaires. Les véritables différences lors de l'augmentation de la puissance moteur vont ainsi être l'augmentation de la taille des pales de turbine ainsi que le rayon de la bague de refroidissement.

5.2 Résultats pour un moteur de 300 kW à 1600 K

5.2.1 Comportement du fluide de refroidissement et températures

Le comportement du système de refroidissement est étudié pour une large plage de débit et de hauteur d'ailettes de refroidissement, avec un moteur de 300 kW et TIT = 1600 K. Les tendances suivies par le système sont d'ailleurs identiques pour d'autres puissances de moteur : un écoulement laminaire n'est pas intéressant car il provoque automatiquement une baisse du coefficient de convection et des performances du système de refroidissement. La valeur minimale de débit utilisée

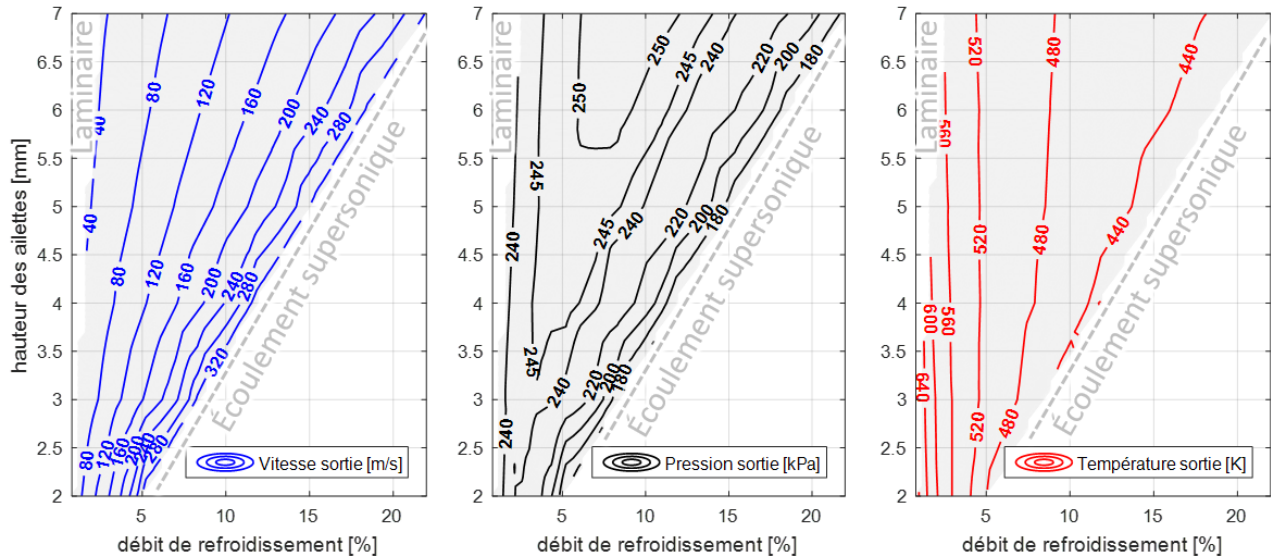


FIGURE 5.2 – Vitesse, pression et température du fluide de refroidissement en sortie des canaux.

correspond donc au moment où l'écoulement passe de laminaire à turbulent et la valeur maximale correspond au cas où l'écoulement de sortie des canaux s'approche de $Mach = 1$. La valeur exacte de débit utilisée correspond en fait à un $Mach$ de sortie égal à 0,8 puisqu'au-delà le $Mach$ de sortie devient très sensible à de faibles variations de débit. Pour résumer, la partie gauche de l'espace de design qui n'est pas étudiée correspond à un écoulement laminaire et la partie droite qui n'est pas étudiée est délimitée par le fait que l'écoulement ne peut pas dépasser $Mach = 1$.

La figure 5.2 présente les vitesse, pression et température de l'écoulement en sortie des canaux selon le débit et leur hauteur. Plus le débit est grand, plus la vitesse de sortie va être grande et plus la pression ainsi que la température de sortie vont être faibles. À l'inverse, avec l'augmentation de la hauteur des canaux, la vitesse de sortie diminue et la pression de sortie augmente. Il est à noter que pour tous les résultats de ce chapitre 5, les pertes de charges au travers des canaux n'ont jamais atteint une valeur critique selon les modèles, c'est-à-dire que la pression du flot froid a toujours été supérieure à 96 kPa.

Les relations ci-dessous montrent que le coefficient de convection h est quasiment proportionnel à la vitesse de l'écoulement grâce au terme $h \sim (\rho V)^{0,8}$ et moins sensible au diamètre hydraulique des canaux grâce au terme $h \sim D^{-0,2}$, ce qui est observable sur la figure 5.3 :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{avec} \quad Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \text{et} \quad Nu_D = \frac{k_{air} Nu_D}{D} \quad (5.1)$$

$$\rightarrow h = 0,023 k_{air} \left(\frac{\rho V}{\mu} \right)^{0,8} D^{-0,2} Pr^{0,4} \quad (5.2)$$

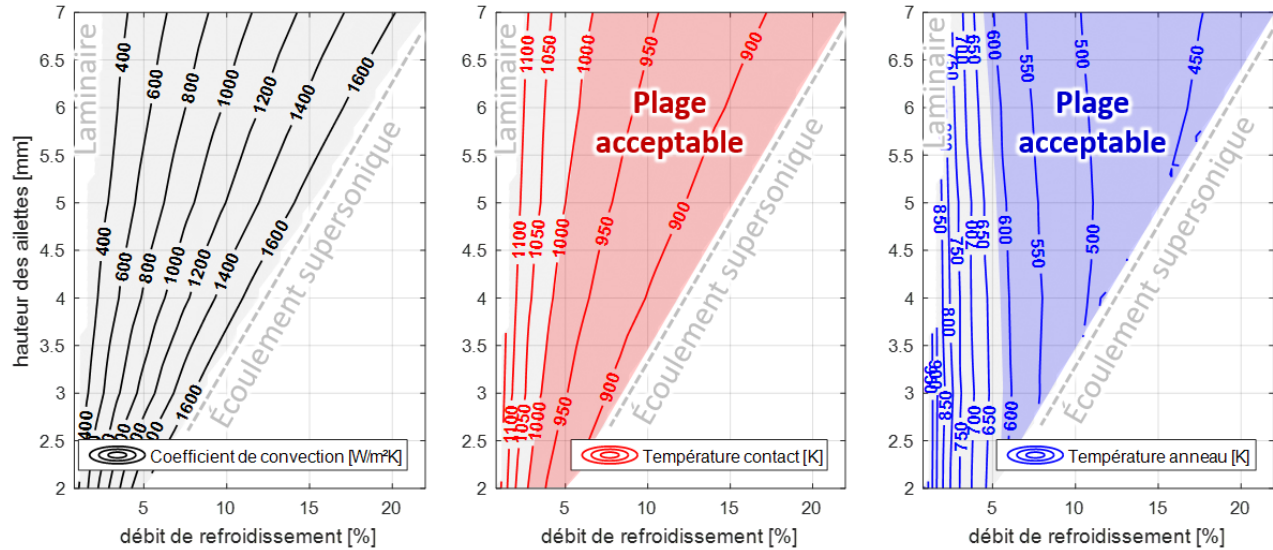


FIGURE 5.3 – Coefficient de convection dans les canaux, températures de l’anneau composite et de contact.

La figure 5.3 présente aussi la température du point de contact entre la bague de refroidissement et la pale de turbine ainsi que la température de l’anneau composite. La température de contact suit globalement le coefficient de convection : elle diminue lorsque le débit augmente et elle augmente avec la hauteur des canaux lorsque la convection diminue. Ceci s’explique par le fait que l’anneau de refroidissement agit comme une grande ailette soumise à deux conditions de convection. Plus la convection froide est forte, plus l’anneau va tendre vers la température froide.

En ce qui concerne la température de l’anneau composite, deux phénomènes se superposent ici : les ailettes créent un gradient thermique $T_{contact} - T_{anneau}$ proportionnel au terme $\sqrt{h} * H$ comme expliqué dans le chapitre 4, où H est la hauteur des canaux. Donc le gradient $T_{contact} - T_{anneau}$ augmente avec le débit et la hauteur. Cependant, comme la température $T_{contact}$ augmente aussi avec la hauteur, la température de l’anneau T_{anneau} se retrouve quasiment indépendante de la hauteur des canaux et décroît lorsque le débit de refroidissement augmente. Pour cette raison, les paramètres qui minimisent les pertes d’efficacité du système de refroidissement sont une faible hauteur d’ailettes avec un débit froid relativement fort pour maintenir un grand échange convectif.

5.2.2 Coût en efficacité du système de refroidissement

Le coût du système de refroidissement est calculé en tenant compte du travail dépensé pour pomper le débit de refroidissement, de la puissance perdue par friction aérodynamique et de la chaleur perdue lors de la détente du flot principal dans la turbine. L’impact de chacune de ces pertes est tracé dans la figure 5.4 pour le moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K. La perte de chaleur dépend

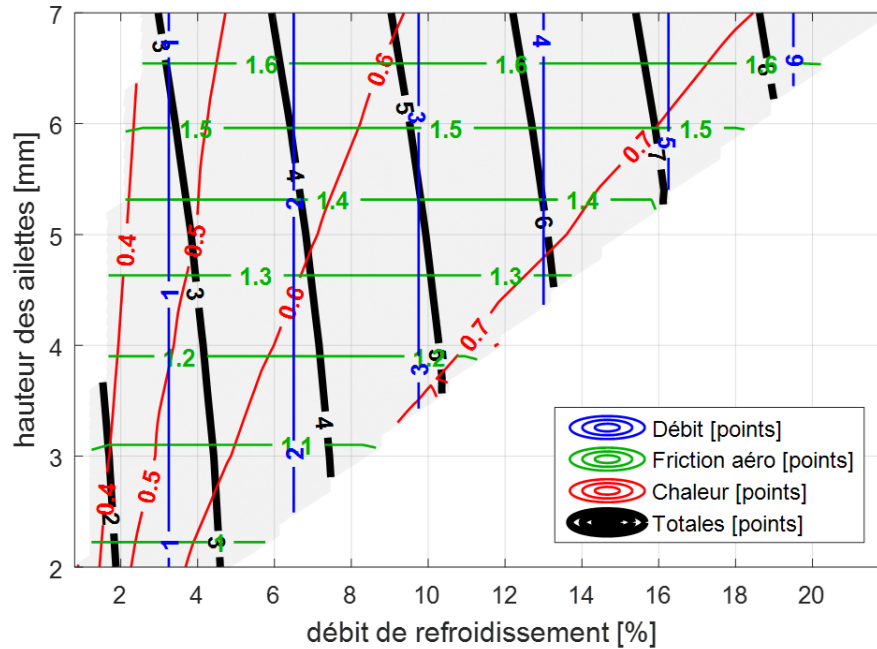


FIGURE 5.4 – Pertes d'efficacité associées aux différents mécanismes.

à la fois du débit et de la hauteur des canaux. Mais la perte de friction aérodynamique ne dépend que de la hauteur des canaux et les pertes de pompage ne dépendent que du débit pompé évidemment. La combinaison de ces trois pertes donne la perte d'efficacité totale qui est globalement plus sensible au débit injecté qu'à la hauteur des canaux.

En superposant sur un même graphique la température de l'anneau composite, la température de contact bague/pale et la perte d'efficacité du moteur, il est possible de déterminer quelle combinaison de débit et de hauteur permet au système de fonctionner correctement en générant un minimum de pertes. La figure 5.5 présente la superposition de ces trois informations. Le coût minimum du système de refroidissement est obtenu lorsque la hauteur des canaux est relativement faible mais que la vitesse de l'écoulement en sortie est grande. Ce coût minimum est de 3,21 points d'efficacité. La hauteur des ailettes est seulement de 2,1 mm soit 1,9% du rayon de la bague et le débit nécessaire est 5,2% du débit total soit 65 g/s. Il est à noter que c'est la température de l'anneau composite qui est le limitant principal et qui fixe les pertes puisque la température de contact est de seulement 906 K, soit 94 K en dessous de la limite d'opération fixée. Comme expliqué précédemment, un haut niveau de convection froide est nécessaire pour maintenir le point de contact pale/bague à basse température. Ainsi, même si augmenter la hauteur des ailettes favorise un grand gradient thermique dans l'ailette seule, il est plus intéressant d'obtenir une faible température de contact et un faible gradient dans l'ailette plutôt qu'une grande température de contact et un grand gradient dans l'ailette. Les conditions du point de design optimal sont résumées dans le tableau 5.2.

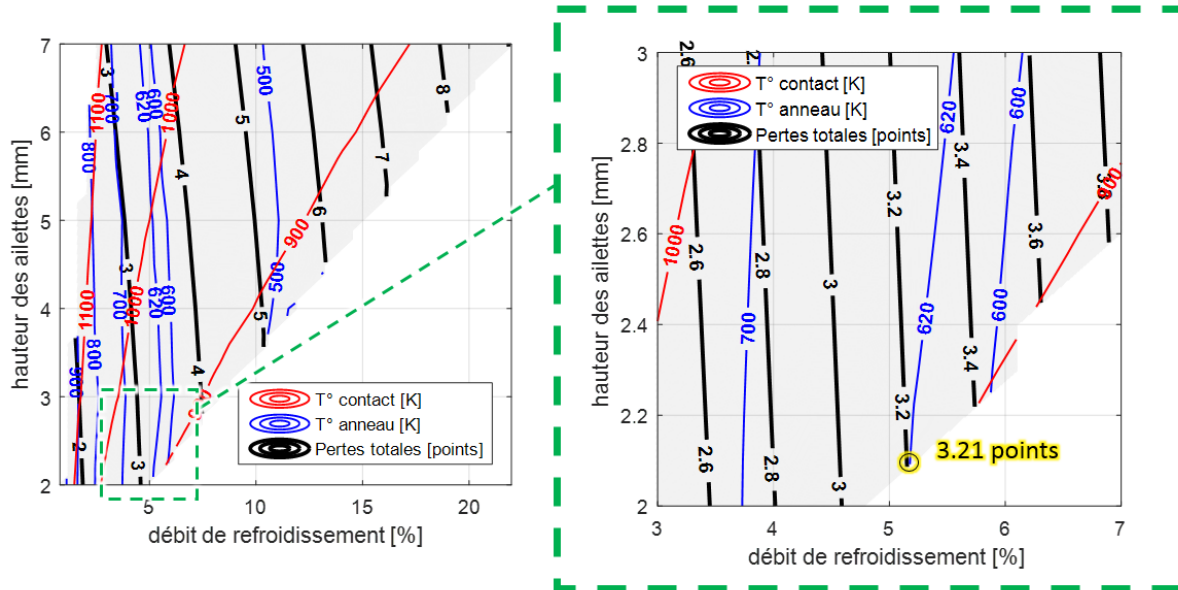


FIGURE 5.5 – Pertes d'efficacité pour un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K. La figure de droite est un agrandissement de la figure de gauche.

TABLE 5.2 – Conditions du point de design optimal pour une microturbine de 300 kW.

Haut. d'ailettes	Débit de refroid.	T° anneau	T° contact pale/bague	Coût système
2,1 mm	5,2% (65 g/s)	620 K	906 K	3,21 points

5.2.3 Efficacité d'un moteur de 300 kW incluant toutes les pertes

L'alimentation en air frais du système de refroidissement ne peut pas se faire sans générer des fuites. Ces fuites vont provoquer une perte d'efficacité du moteur. De plus, le refroidissement de la cavité entourant le moyeu est nécessaire afin de contrôler sa température. Dans la littérature, ces pertes ont déjà été étudiées pour une turbine renversée présentant la même configuration que celle étudiée dans cette thèse mais avec un système de refroidissement en céramique. Ainsi pour une microturbine céramique renversée de 240 kW, Kochrad *et al.* [1] ont évalué que le débit nécessaire au refroidissement du moyeu vaut 0,7% du débit principal, la fuite de débit froid vers la cavité de l'anneau représente 1,3% et celle dirigée vers le flot principal vaut 1,5% du débit principal. Ces fuites sont représentées dans la figure 5.6. En considérant que ces ratios de débits sont constants pour un moteur de 240 kW et un moteur de 300 kW, ce qui est une approche pessimiste et donc conservatrice, ces débits vont générer un total de cinq nouvelles pertes :

- le compresseur fournit un travail pour la fuite de 1,3% vers la cavité de l'anneau, générant 0,40 point de pertes ;
- le compresseur fournit un travail pour la fuite de 1,5% vers le flot principal, générant 0,46% de pertes ;
- cette même fuite se mélange au flot principal chaud, ce qui réduit sa température et affecte le rôle du récupérateur de chaleur en aval, générant 1,12% de pertes ;
- le compresseur fournit un travail pour le 0,7% injectés autour du moyeu, générant 0,22% de pertes ;
- ce même débit se mélange au flot principal et le refroidit, générant 0,52% de pertes ;

Ces pertes ont été évaluées par le modèle de cycle avec pertes présenté dans le chapitre 3 et dans l'annexe A.1. Les pertes dues aux fuites d'air froid dans le flot principal sont évaluées grâce à une loi de mélange. La température du flot principal étant plus faible à cause de la fuite, l'échangeur reçoit un écoulement plus froid et cela va aussi réduire la température juste avant la chambre de combustion. Pour conserver la même TIT, une injection plus grande de carburant est alors nécessaire pour une même puissance moteur, ce qui réduit automatiquement l'efficacité de cycle. Ces phénomènes sont pris en compte dans le modèle de cycle avec pertes et les résultats obtenus sont similaires à ceux de Kochrad *et al.* [1] pour les mêmes conditions.

Au final, ce sont 2,72 points de pertes supplémentaires qui viennent s'ajouter aux 3,21 points dus au système de refroidissement. Toutes ces pertes sont résumées dans la figure 5.7. En incluant toutes les pertes, un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K utilisant une turbine renversée métallique et des pales en céramique peut donc atteindre 42,2% d'efficacité mécanique. Cela représente 4,6 points de plus que l'efficacité mécanique de la microturbine C200 de Capstone (37,6%), soit une augmentation de +12,2%. La friction aérodynamique de l'anneau composite est incluse dans le calcul du coût du système de refroidissement. Ainsi, même s'il était complètement absent et que

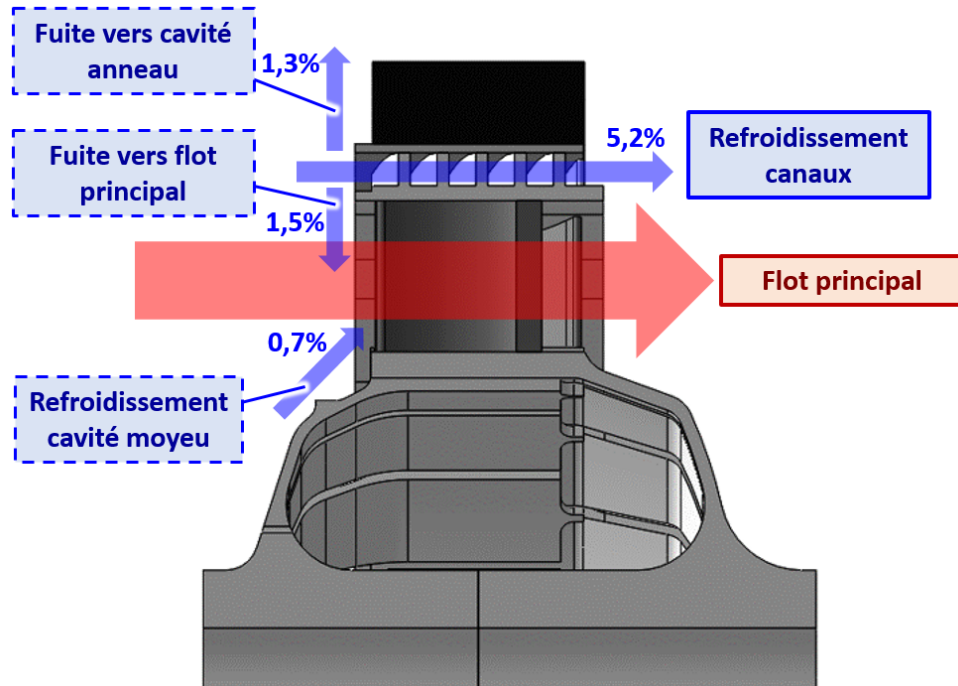


FIGURE 5.6 – Débit de refroidissement du moyeu et fuites liées au refroidissement principal.

l'anneau pouvait résister à n'importe quelle température, le système de refroidissement coûterait encore quelque chose puisque l'anneau sera toujours présent pour retenir les pales de la turbine.

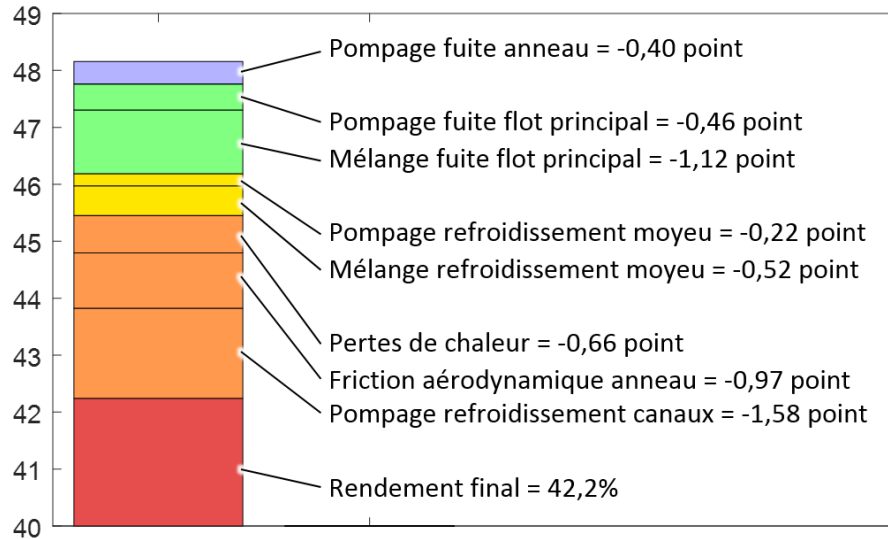


FIGURE 5.7 – Résumé des pertes et efficacité mécanique du moteur.

5.3 Sensibilité du coût du système aux paramètres

Afin d'apprécier quels sont les paramètres qui ont le plus d'impact sur le coût du système de refroidissement, la plupart d'entre eux a été variée et le changement du coût du système a été évalué en faisant une « carte de performances » comme présenté précédemment. Tous les résultats générés sont fournis dans les annexes A.16, A.17 et A.18. Les paramètres étudiés peuvent être regroupés en quatre catégories :

- les paramètres qui sont évalués par des corrélations, c'est-à-dire les coefficients de convection du flot principal chaud et du débit de refroidissement, ainsi que la friction aérodynamique ;
- les paramètres géométriques comme la largeur des canaux, le ratio de surface des ailettes, l'angle des canaux, leur rugosité et l'épaisseur de la bague qui tient les ailettes ;
- les paramètres liés aux matériaux comme la densité et la conductivité du système de refroidissement et des pales, ainsi que la température maximale d'opération de la bague de refroidissement ou bien de l'anneau composite ;
- les paramètres plus généraux comme la vitesse de rotation, le ratio de pression du compresseur annexe qui fournit l'air évacuant la chaleur générée par friction aérodynamique, ou bien le fait d'utiliser un tampon isolant situé sous les pales de la turbine.

Dans la littérature, il existe des algorithmes efficaces pour déterminer le minimum d'une fonction. Ces algorithmes auraient pu être appliqués sur les modèles 1D thermique et aérothermodynamique, qui sont rapides à exécuter, afin de déterminer la valeur des paramètres qui permet de

minimiser les pertes. Cependant, compte tenu de la quantité limitée de paramètres, il a été décidé d'utiliser une méthode simple d'optimisation basée sur des « cartes de performances ». L'utilisation d'algorithmes reste cependant tout à fait possible pour de futures études.

5.3.1 Sensibilité aux erreurs de corrélations

Le tableau 5.3 résume la sensibilité du coût du système aux corrélations utilisées. Comme expliqué dans le chapitre 4, la corrélation utilisée pour le coefficient de convection chaud le long des pales de turbine est précise à $\pm 25\%$ et celle pour le coefficient dans les canaux à $\pm 10\%$. Ces deux erreurs entraînent respectivement des variations de pertes de $\pm 0,30\%$ et $\mp 0,21$ point. Comme expliqué dans le chapitre 3, la littérature affirme aussi que des mesures expérimentales de friction aérodynamique indiquent des valeurs jusqu'à 35% plus grandes que les corrélations. Ce malus de +35% a été appliqué dans le calcul de pertes mais s'il était soustrait (soit -26%) cela entraînerait une baisse de coût de -0,26 point. Ainsi, les erreurs sur les valeurs de convection peuvent amener une erreur de prédiction de coût de $\pm 0,51$ point et l'erreur liée à l'évaluation de la friction aérodynamique devrait amener une erreur d'estimation de la perte entre 0 et -0,26 point.

Du point de vue conception, cette étude de sensibilité indique surtout qu'il y a tout intérêt à augmenter au maximum le coefficient de convection froid, puisque la perte d'efficacité diminue de -0,65% pour chaque +1% de coefficient de convection froid.

TABLE 5.3 – Sensibilité de la perte d'efficacité selon les erreurs de corrélations.

Variables	Convection chaude	Convection froide	Friction aérodynamique
Variation	+25%	-10%	-26%
Δ perte [point]	+0,30	+0,21	-0,26
Sensibilité [%/%]	+0,37	-0,65	+0,31

5.3.2 Sensibilité aux paramètres géométriques

La même étude de sensibilité a été réalisée avec les paramètres géométriques du système de refroidissement. Le tableau 5.3 résume cette sensibilité. Le paramètre le plus impactant est l'angle β des canaux, avec une sensibilité de $-2,9\%/%$, ce qui signifie que la perte d'efficacité va varier de $-2,9\%$ lorsque l'angle est augmenté de $+1\%$. Comme l'angle des canaux est déjà de 80° , il faut cependant considérer qu'il ne peut être augmenté beaucoup plus.

La rugosité quant à elle présente une très faible sensibilité ($-0,040\%/%$) mais elle peut être énormément augmentée. En effet, la rugosité actuelle des canaux est estimée à $3\ \mu\text{m}$ et elle n'est qu'un effet secondaire du procédé de fabrication utilisé (fraiseuse numérique). Une plus grande rugosité augmente le coefficient de convection, comme indiqué dans la figure 5.8 basée sur la corrélation pour écoulement interne turbulent avec parois rugueuses utilisée pour le modèle 1D [41]. C'est un levier prometteur pour réduire les pertes d'efficacité, puisque cela agit directement sur le coefficient de convection froid qui est lui-même un levier efficace. Augmenter la rugosité du canal peut être fait en sablant la surface, en la traitant chimiquement ou bien en laissant des protubérances sur les surfaces lors du creusage des canaux. Habituellement, l'augmentation du coefficient d'échange dans des canaux se fait en rajoutant des formes particulières comme des rainures, des spirales ou bien des éléments mécaniques qui vont perturber l'écoulement mais ces solutions s'appliquent mal à la petitesse des canaux. En ajoutant des protubérances d'une hauteur de seulement 5% du diamètre du canal comme montré dans la figure 5.9, la littérature indique que le nombre de Nusselt devrait augmenter de $+45\%$ [62]. Cela serait équivalent à une rugosité d'environ $16\ \mu\text{m}$ selon la figure 5.8, soit une augmentation de $+430\%$ de la rugosité actuelle estimée. Les résultats des modèles 1D pour une telle rugosité indiquent que les pertes d'efficacité dues au système de refroidissement vaudraient $2,85$ points, soit $-0,43$ point (-13%) par rapport au design actuel. La rugosité va augmenter l'échange convectif mais aussi les pertes de charges au travers des canaux de refroidissement. Ces pertes ne doivent pas dépasser une certaine valeur afin de maintenir équilibrées les pressions en entrée et sortie du système de refroidissement avec celles du flot principal. Le but est d'éviter les fuites de débit de l'un vers l'autre. Augmenter la rugosité des canaux devra donc se faire en tenant compte de ces pertes de charges à limiter. L'augmentation des pertes de charges à cause de la plus grande rugosité est prise en compte par le modèle.

La largeur du canal impacte la largeur des ailettes mais elle est limitée par le diamètre de l'outil utilisé pour usiner les canaux de refroidissement. En effet, pour un ratio de surface d'ailettes fixé et donc une contrainte mécanique fixe sur les ailettes, une largeur de canal plus petite induit des ailettes moins larges qui vont alors générer un gradient thermique plus facilement. Donc plus les canaux de refroidissement seront étroits, plus le système sera performant avec un même débit d'air. La largeur des canaux actuels est limitée par le procédé de fabrication, c'est-à-dire des outils de fraiseuse de $1,6\ \text{mm}$ de diamètre ($1/16''$ de pouce). Ces outils ont été choisis pour faciliter la

TABLE 5.4 – Sensibilité de la perte d'efficacité selon les paramètres géométriques.

Variation	Larg. canal	Ratio ailettes	Angle β	Rugo.	Épais. bague
Variation	-20%	-20%	+2,5% (+2°)	+100%	+50%
Δ perte [point]	-0,20	-0,18	-0,23	-0,13	-0,06
Sensibilité [%/%]	+0,31	+0,28	-2,9	-0,040	-0,037

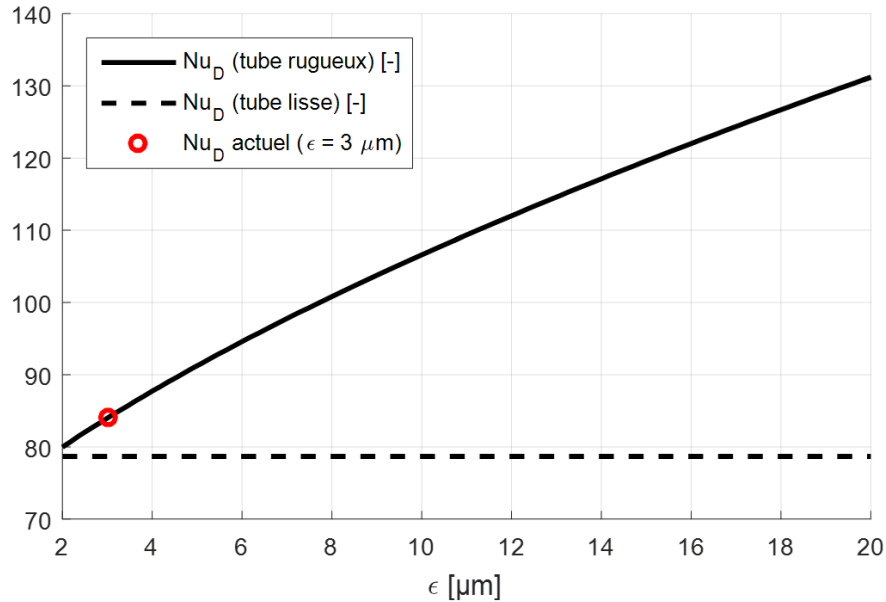
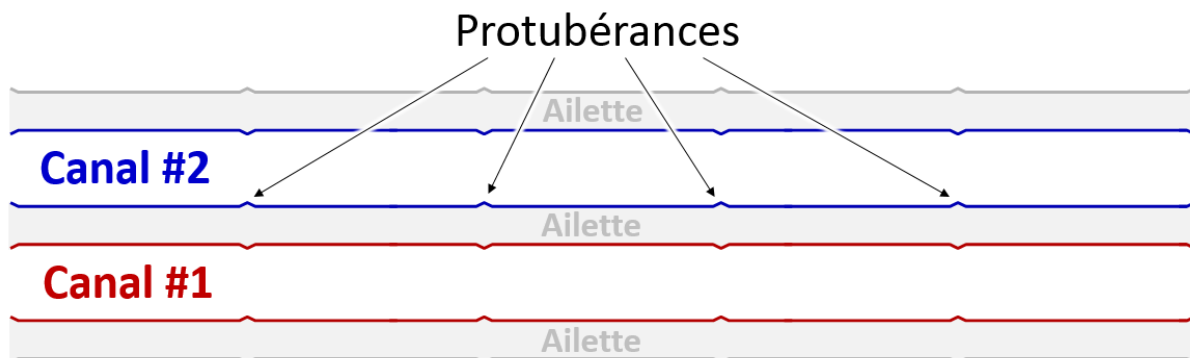
FIGURE 5.8 – Nombre de Nusselt selon la rugosité relative d'un tube de 2 x 1,6 mm avec $Re_D = 30\,000$. La faible rugosité actuelle des canaux augmente à peine le niveau de convection par rapport à un canal parfaitement lisse.

FIGURE 5.9 – Protonubérances permettant d'augmenter le Nusselt dans les canaux de refroidissement. Sur ce dessin, les dimensions des protonubérances par rapport à la largeur des canaux et ailettes sont à la bonne échelle.

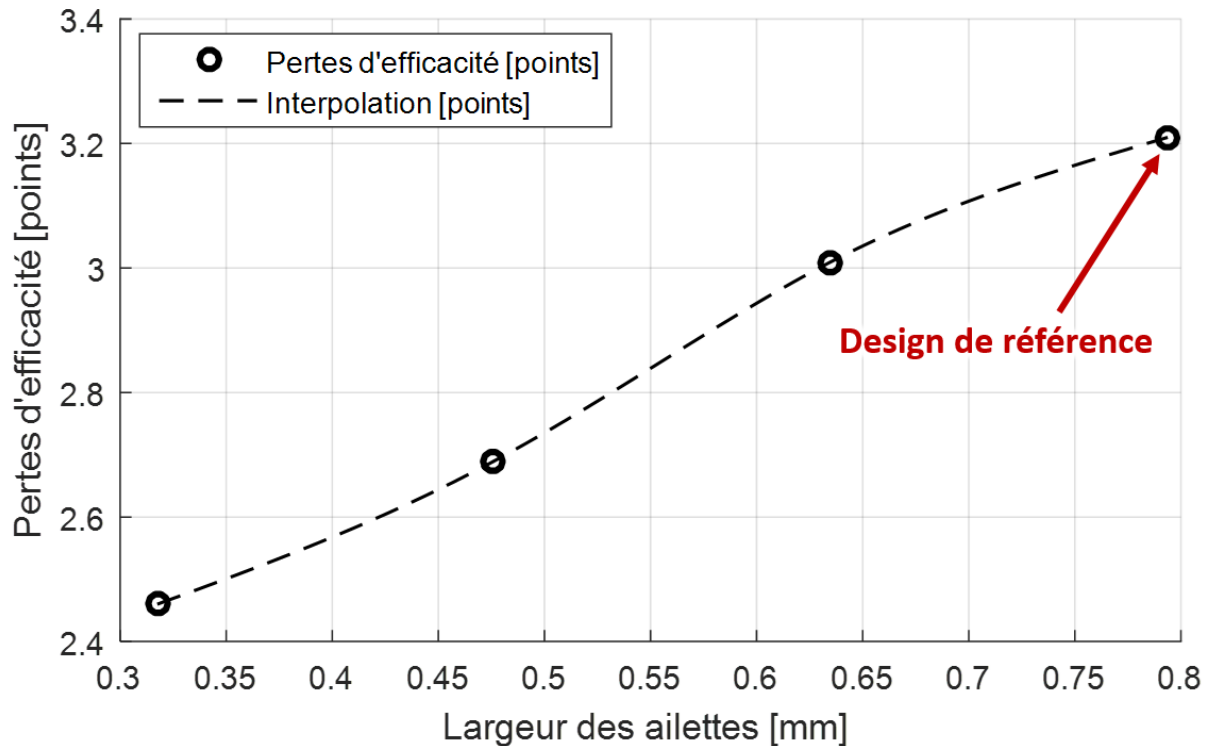


FIGURE 5.10 – Pertes d'efficacité selon la largeur des ailettes de refroidissement.

fabrication du prototype mais il est certainement possible de réaliser les canaux de la bague avec des outils deux fois plus petits. Cela serait un levier très efficace pour réduire les pertes d'efficacité liées au système de refroidissement mais augmenterait le temps et le coût de fabrication. Une étude économique, comparant les pertes du système de refroidissement et son coût de fabrication, permettrait de savoir s'il est intéressant de fabriquer un microturbine renversée plus chère mais plus efficace. Afin de guider ce choix, l'impact de la largeur des ailettes sur les pertes liées au système de refroidissement est évalué et tracé dans la figure 5.10. Les pertes évoluent quasi-linéairement avec la largeur des ailettes et elles atteignent 2,57 points si la largeur des canaux est divisée par deux (0,4 mm). Une réduction des pertes de -0,64 points est donc réalisable uniquement en utilisant des outils de fabrication deux fois plus petits pour creuser les canaux de refroidissement. Les pertes de charges augmentent lorsque la taille des canaux diminue. Ce phénomène est pris en compte par le modèle.

L'épaisseur de la bague est quant à elle un mauvais levier : réduire son épaisseur a très peu d'impact sur les pertes d'efficacité et elle est déjà très fine (1 mm). Réduire le ratio de surface des ailettes, c'est-à-dire réduire leur épaisseur pour une même largeur de canaux, est un levier aussi efficace que réduire la largeur de canal mais cela augmente les contraintes mécaniques dans les ailettes. Le design actuel de la bague étant déjà très contraint mécaniquement, réduire le ratio

TABLE 5.5 – Sensibilité de la perte d'efficacité selon les paramètres des matériaux.

Variables	k bague	ρ bague	k pale	ρ pale	T° max anneau	T° max bague
Variation	-20%	-20%	-20%	-20%	-3,2% (-20 K)	-2% (-20 K)
Δ perte [point]	-0,13	-0,06	-0,08	-0,09	+0,24	0
Sensibilité [%/%]	+0,20	+0,093	+0,12	+0,14	-2,3	0

d'ailettes pour augmenter les performances de la bague de refroidissement est un mauvais levier.

5.3.3 Sensibilité aux paramètres des matériaux

Le tableau 5.5 résume la sensibilité des pertes d'efficacité du moteur selon la densité et la conductivité des pales de turbines et de la bague, ainsi que les températures maximales d'opération de la bague et de l'anneau composite. Le gain d'efficacité atteignable en modifiant la densité et la conductivité des pales est donné à titre indicatif puisque le matériau utilisé doit être sélectionné avant tout pour sa tenue aux contraintes mécaniques et thermiques. Une réduction de densité et de conductivité thermique des pales de turbine de -20% apporterait une réduction de -0,08 et -0,09 point respectivement. C'est un gain plutôt faible par rapport à la difficulté de trouver un tel matériau. Changer la céramique composant les pales semble donc être un mauvais levier pour réduire les pertes liées au système de refroidissement, à moins qu'une céramique beaucoup plus légère et beaucoup plus isolante que le grade de Si_3N_4 utilisé pour le prototype ne soit disponible avec les mêmes tenues mécanique et thermique.

La sensibilité à la conductivité de la bague est quant à elle légèrement plus grande mais sa densité impacte moins les pertes d'efficacité du système. De manière préliminaire, il est possible d'utiliser une base de données qui compile de nombreuses caractéristiques de matériaux pour déterminer s'il existe un alliage qui pourrait réduire clairement les pertes dues au système. Pour cela, il faut tracer la variation d'efficacité selon la densité et la conductivité du matériau, en approximant que cela correspond à la somme de ces variations partielles comme indiqué dans les relations suivantes

$$\Delta\eta \approx \frac{\Delta\eta}{\Delta\rho} \Delta\rho + \frac{\Delta\eta}{\Delta k} \Delta k = \left(\frac{\Delta\eta}{\Delta\rho/\rho} \right) \Delta\rho/\rho + \left(\frac{\Delta\eta}{\Delta k/k} \right) \Delta k/k \quad (5.3)$$

$$\Rightarrow \Delta\eta \approx \left(\frac{\Delta\eta}{\Delta\rho/\rho} \right) \left(\frac{\rho - \rho_{\text{inconel}}}{\rho_{\text{inconel}}} \right) + \left(\frac{\Delta\eta}{\Delta k/k} \right) \left(\frac{k - k_{\text{inconel}}}{k_{\text{inconel}}} \right) \quad (5.4)$$

où les termes $\left(\frac{\Delta\eta}{\Delta\rho/\rho} \right)$ et $\left(\frac{\Delta\eta}{\Delta k/k} \right)$ sont les sensibilités d'efficacité à la densité et la conductivité du système. Cette variation est tracée dans la figure 5.11 pour des matériaux dont la température

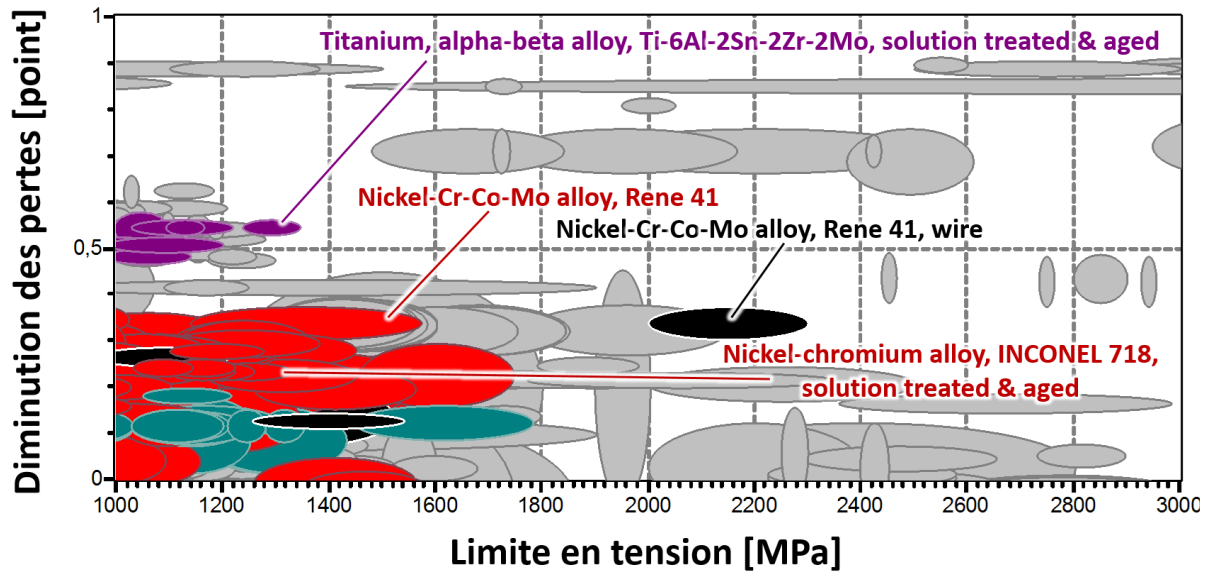


FIGURE 5.11 – Réduction des pertes liées au système selon le matériau utilisé. Une valeur positive indique un gain d'efficacité, donc une réduction des pertes. Les matériaux grisés sont ceux dont la température d'opération maximale ne dépasse pas 1000 K.

d'opération maximale dépasse 1000 K, comme le matériau utilisé actuellement. Il s'avère qu'en changeant le matériau utilisé pour la bague pour le meilleur alliage disponible de la base de données (logiciel CES), c'est-à-dire du titane Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo, le gain d'efficacité apporté sera au maximum de +0,55 point. C'est un gain non négligeable mais plutôt faible compte tenu du fait que le nouveau matériau serait environ deux fois plus cher que l'Inconel® 718 selon la même base de données. De plus, les données compilées par CES comme la conductivité thermique correspondent aux valeurs à froid. Ainsi, la base de données ne tient pas compte de l'augmentation de conductivité liée à la température du système. Cette augmentation est non négligeable puisqu'elle représente +56% pour l'Inconel® 718 par exemple entre 300 et 1000 K. C'est d'ailleurs pour cela que le logiciel indique un gain de +0,22 point pour l'Inconel® 718 alors que le système utilise déjà ce matériau. Cela signifie donc que le gain d'efficacité est probablement inférieur au +0,55 point annoncé si le meilleur matériel disponible est utilisé.

Augmenter la température maximale d'opération de la bague ne réduira pas les pertes d'efficacité car la bague n'atteint déjà pas la limite du matériau actuel, à savoir l'Inconel® 718. En revanche, repousser la limite en température de l'anneau composite est le meilleur levier pour un système présentant moins de pertes. Pour chaque +1% de température d'opération maximale, les pertes d'efficacité réduisent de -2,3%. C'est cependant un levier de performances qui n'est pas utilisable lors de la conception du système de refroidissement puisque ces propriétés dépendent uniquement des matériaux disponibles sur le marché et que le polyimide renforcé de fibres de car-

bone considéré ici est déjà le meilleur sur ce point.

5.3.4 Sensibilité à la vitesse de rotation

Même si cela n'est pas un levier de performances disponible pour la conception du système de refroidissement, il est intéressant de connaître l'impact de la vitesse de rotation sur les pertes que génère le système. Cela permet d'orienter le design de la turbine d'un point de vue plus global. En effet, il pourrait être intéressant de faire tourner la turbine plus rapidement afin d'atteindre un plus grand ratio de pression par exemple et donc potentiellement une meilleure efficacité de moteur. Il s'avère qu'une augmentation de la vitesse de rotation de +10% augmente les pertes liées au système de refroidissement de +0,76 point. Cela vient du fait que l'anneau doit être plus épais pour supporter la plus grande charge centrifuge et que la vitesse de l'air sur ses surfaces latérales est augmentée. Donc si cette augmentation de vitesse ne fournit pas un gain supérieur à ce 0,76 point en augmentant le ratio de pression, cela signifie qu'il est inutile d'aller chercher un plus grand ratio de pression en faisant tourner la turbine plus vite.

5.3.5 Sensibilité à l'utilisation d'un tampon isolant

Un moyen d'augmenter les performances du système thermique est de placer un tampon thermique en céramique isolante entre la bague de refroidissement et les pales de la turbine. Cela permet de réduire le flux surfacique à la base de la pale, ce qui réduit les ressources nécessaires pour protéger l'anneau composite et réduit la température du point de contact entre les pales et la bague. Ainsi, un tampon isolant de 1 mm de zircone avec une conductivité de 2 W/mK réduit les pertes de -0,41 point soit -13% par rapport aux pertes sans le tampon. Mais il réduit surtout la température de contact bague/pale de -130 K. L'avantage principal d'un tampon isolant est donc d'autoriser une plus grande TIT plus facilement. C'est un avantage non négligeable mais l'éventuelle difficulté à implémenter de tels tampons dans une turbine renversée doit être investiguée pour savoir si ce gain est atteignable.

5.3.6 Sensibilité au ratio de pression du compresseur annexe

Comme expliqué dans le chapitre 3, il est considéré que le débit d'air qui évacue la chaleur générée par friction aérodynamique dans la cavité autour de l'anneau composite n'est pas prélevé directement au compresseur du moteur. Comme la cavité n'a pas besoin d'être à haute pression grâce aux joints d'étanchéité, un compresseur annexe de plus petite taille peut être utilisé pour le débit de refroidissement de la cavité. Le ratio de pression de ce compresseur annexe influe sur le coût du système de refroidissement. En effet, un débit d'air faiblement comprimé nécessite moins

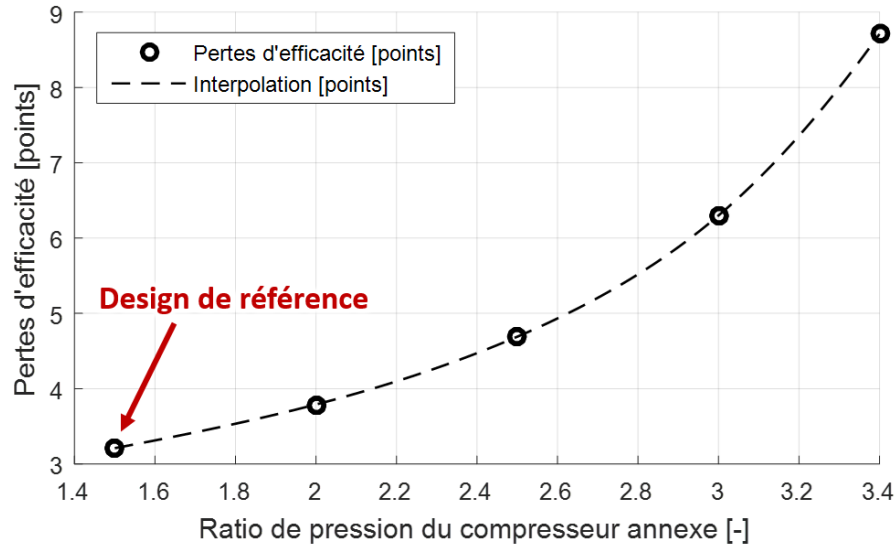


FIGURE 5.12 – Pertes selon le ratio de pression du compresseur annexe, pour un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K.

de travail pour être fourni et sa température est plus faible, ce qui facilite le refroidissement de la cavité. La figure 5.12 présente les pertes d'efficacité liées au système de refroidissement selon le ratio de compression du compresseur annexe. L'impact du ratio de pression sur les pertes est très important puisqu'elles augmentent de +18% pour un ratio de 2 : 1 et qu'elles sont 2,7 fois supérieures pour un ratio de 3,4 : 1 (prélèvement au compresseur). L'utilisation d'un compresseur annexe est donc indispensable pour que la configuration renversée présente un avantage. Si le compresseur de la microturbine était composé de plusieurs étages, il serait possible de prélever le débit pour la cavité entre deux étages et ainsi ne pas devoir disposer d'un compresseur annexe. Cependant, comme le ratio du compresseur est relativement faible, il sera certainement composé d'un seul étage et prélever entre deux étages ne sera donc pas envisageable.

5.3.7 Sensibilité au facteur de sécurité de l'anneau composite

Pour tous les résultats présentés jusqu'à présent, l'épaisseur de l'anneau composite a été ajustée afin que celui soit chargé à 75% de sa contrainte maximale, soit un facteur de sécurité de 1,33. Il est intéressant de connaître les pertes générées selon le facteur de sécurité de l'anneau car cela permet de guider la conception et de décider s'il est intéressant d'aller chercher la plus grande contrainte possible dans l'anneau composite ou non. La figure 5.13 présente les pertes d'efficacité selon le facteur de sécurité de l'anneau composite. Réduire le facteur à seulement 1,10 apporte une réduction des pertes de -0,21 point, ce qui est un faible gain pour un si grand risque. À l'inverse, augmenter le facteur de sécurité jusqu'à 1,50 génère +0,17 point de pertes, ajoutant une importante

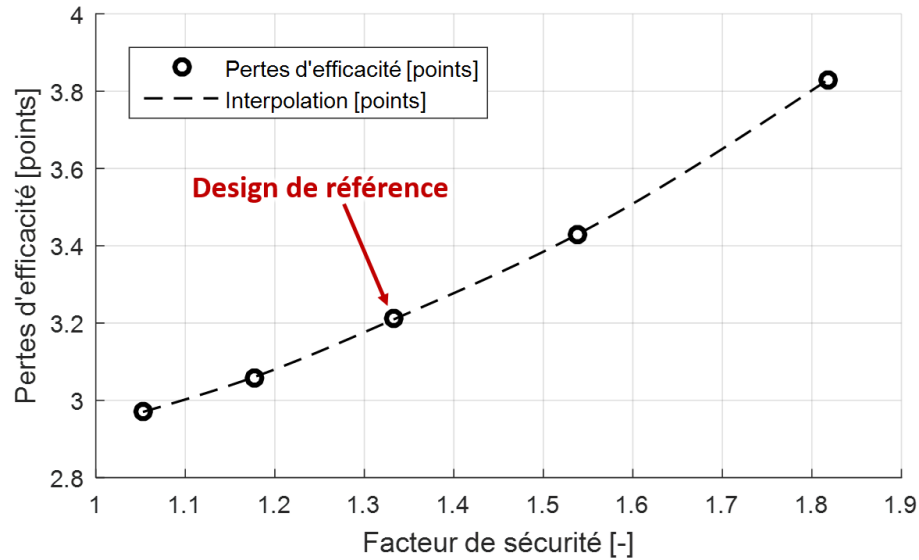


FIGURE 5.13 – Pertes selon le facteur de sécurité de l’anneau composite. Le point de design de référence présente un facteur de sécurité de 1,33.

marge de sécurité et réduisant seulement le rendement mécanique de la microturbine de 42,2% à 42,0%. Le point à retenir est donc que réduire le facteur de sécurité de l’anneau composite n’est pas un levier efficace pour augmenter le rendement de la microturbine.

5.4 Pertes d’efficacité en fonction de la puissance du moteur

Pour une plage de puissance entre 50 kW et 1000 kW, les modèles 1D ont été utilisés pour fournir une « carte de performances » comme celle qui a été présentée précédemment pour le moteur de 300 kW. Cela a permis de déterminer le coût minimum du système de refroidissement pour cinq puissances de moteur différentes. Tous les résultats détaillés sont fournis dans l’annexe A.15. La figure 5.14 présente ce coût minimum du système de refroidissement nécessaire selon la puissance du moteur pour $TIT = 1600$ K. Le coût du système diminue lorsque la puissance du moteur augmente et la hauteur nécessaire de canaux reste constante (voir annexe A.15). La diminution du coût du système est principalement attribuée à la fraction de débit froid nécessaire qui diminue lorsque la puissance augmente. En fait, le débit de refroidissement augmente proportionnellement avec le diamètre de la turbine mais la puissance du moteur et le débit du flot principal augmentent avec le carré du diamètre de la turbine. C’est pour cela que le ratio de débit froid sur débit principal est inversement proportionnel à la puissance du moteur comme montré dans la figure 5.14.

Il peut paraître étrange que la hauteur nécessaire des ailettes n’augmente pas. Ceci vient des deux modifications apportées par le changement de puissance moteur : le rayon de la bague de

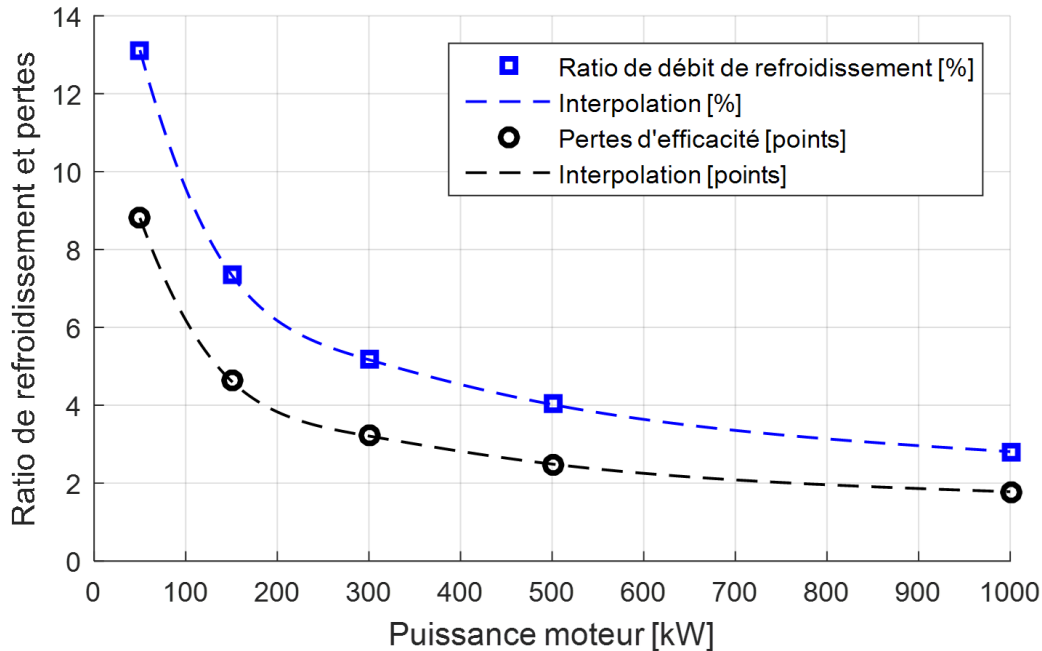


FIGURE 5.14 – Coût du système de refroidissement selon la puissance du moteur.

refroidissement augmente et la hauteur des pales aussi. Le rayon de la bague n'influe pas sur la hauteur nécessaire des ailettes mais seulement sur le débit d'air consommé. Quant à elle, l'augmentation de la hauteur des pales n'a quasiment pas d'effet car elles deviennent tellement longues que la plupart de leur surface est à la température des gaz chauds et ne participe pas à absorber plus de chaleur. Le fait que des surfaces fines soumises à de la convection n'absorbent pas plus de chaleur quand leur longueur est augmentée au-delà d'un certain point est un phénomène qui a été abordé et expliqué dans le chapitre 3.

Les pertes d'efficacité liées au système de refroidissement augmentent de +19% lorsque la puissance moteur passe de 300 à 200 kW mais ces mêmes pertes sont presque doublées lorsque la puissance tombe à 100 kW. Ces résultats ne tiennent pas compte de l'éventuelle baisse de rendement des composants. Par exemple, le compresseur centrifuge présente une baisse de rendement pour des débits inférieurs à 550 g/s [1], ce qui correspond à une puissance moteur de 130 kW et moins. Cela signifie que les résultats présentés ici sont optimistes pour des puissances inférieures à 130 kW. Puisque les fuites de refroidissement en fonction de la puissance moteur ne sont pas connues, l'efficacité de la microturbine n'est pas directement tracée.

5.5 Optimisation maximale envisageable de la microturbine

5.5.1 Utilisation d'ailettes très rugueuses, inclinées et d'épaisseur minimale

Cette section présente le coût d'un système de refroidissement avec canaux simples pour une turbine de 300 kW avec TIT = 1600 K dans le cas où il n'y aurait pas de limites de fabrication. Il est considéré que la rugosité est de 16 μm et que l'angle des canaux vaut 82°. S'il n'y a pas de limites de fabrication, le ratio hauteur/largeur des ailettes de refroidissement est limité par le phénomène de flambement. En considérant que les ailettes sont des colonnes encastrées par leur base et soumise à une force à leur bout dirigée vers la base, la force critique pour laquelle le flambement apparaît est définie par la relation

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4 L^2} \quad (5.5)$$

où F_{cr} est la force critique, E est le module d'Young, I est le moment d'inertie de l'ailette et L est sa hauteur. Cette relation peut être manipulée pour donner la contrainte critique qui vaut alors

$$\sigma_{cr} = E \frac{\pi^2}{48} \left(\frac{e}{L} \right)^2 \quad (5.6)$$

où σ_{cr} est la contrainte critique et e est l'épaisseur de l'ailette. Les ailettes ne devraient jamais être soumises à une contrainte mécanique supérieure à leur contrainte maximale admissible. Cela signifie qu'un design pour lequel la contrainte critique de flambement est égale à la contrainte maximale admissible devrait être suffisant pour que les ailettes ne flambent jamais. Pour des ailettes en Inconel® 718, l'épaisseur minimale des ailettes serait alors de 0,34 mm lorsque la hauteur d'ailette est de 2 mm. Cette épaisseur est conservée dans les calculs même si la hauteur des canaux est finalement un peu plus faible. Le coût d'un système avec ces paramètres passe de 3,21 à 2,24 points. Le débit de refroidissement passe de 5,2% à 2,1% du flot principal, c'est-à-dire un débit inférieur aux fuites en entrée des canaux qui sont estimées à 2,8% du flot principal. La température de contact entre la pale de turbine et la bague de refroidissement est alors de 880 K et la surface intérieure de la bague au point le plus éloigné des pales est à 700 K. Pour rappel, l'objectif est de maintenir l'Inconel® 718 en dessous de 1000 K où il possède encore 80% de ces propriétés mécaniques à température ambiante.

5.5.2 Ajout d'un tampon isolant

Ici, le design de référence a des ailettes inclinées à 82°, épaisses de 0,34 mm avec une rugosité de 16 μm . En ajoutant un tampon isolant de 1 mm de zircone entre la pale et la bague, le coût du système de refroidissement ne varie pas. La température de contact est réduite à 780 K (-100 K),

ce qui réduit le débit nécessaire à seulement 1,8% du débit principal (-14%). Cependant, la face intérieure de la bague est en moyenne plus froide et cela augmente le taux de chaleur prélevé au flot principal qui passe de 8,4 à 9,6 kW (+14%). Lorsque la bague de refroidissement est optimisée comme ceci, ajouter un tampon n'apporte qu'une baisse de température du point de contact. Cela offre néanmoins la possibilité de changer le matériel de la bague pour un matériau avec une température maximale d'utilisation plus basse mais une conductivité et/ou densité plus faible. Si le matériau de la bague n'est pas changé, utiliser un tampon isolant est inutile pour de tels paramètres (rugosité, angle, épaisseur d'ailettes).

5.5.3 Remplacement de l'Inconel® par du titane

L'utilisation d'un système de refroidissement en titane Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo (aussi nommé Ti-6-22-22-S) a été envisagée. Ce matériau est celui qui présente la plus grande baisse de coût du système de refroidissement grâce à ses faibles conductivité thermique et masse volumique (voir figure 5.11). Il est considéré que les canaux sont encore inclinés à 82° avec une rugosité de $16\text{ }\mu\text{m}$. Contrairement à l'Inconel® 718 qui permet de réduire l'épaisseur des ailettes à 0,34 mm avant un éventuel flambement, la plus faible contrainte admissible du titane Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo fait que les ailettes doivent être un peu plus épaisses pour ne pas flamber, c'est-à-dire 0,43 mm. Sans tampon isolant, les pertes nécessaires à maintenir l'anneau à 620 K sont de 2,03 points (figure 5.15). Par rapport au cas avec Inconel® 718 avec les mêmes rugosité et angle d'ailettes, cela représente une baisse du coût de refroidissement de -0,21 points. Cependant, le point de contact entre la pale et la bague en titane atteint 910 K, ce qui est une température trop grande pour le titane Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo dont la contrainte admissible en compression est déjà 38% plus faible à 700 K qu'à température ambiante [63]. La figure 5.15 présente les résultats obtenus par les modèles 1D thermique et aérothermodynamique lorsque la vitesse d'écoulement est maximale dans les canaux. Ce maximum a été fixé « manuellement » à $\text{Mach} = 0,8$ en sortie des canaux puisque les propriétés de l'écoulement deviennent très sensibles au débit au-delà de cette valeur.

La présence d'un tampon isolant d'1 mm de zircone a donc été évaluée et les résultats sont présentés dans la figure 5.16. Les pertes nécessaires à maintenir l'anneau à 620 K sont alors de 2,09 points et la température de contact pale/bague est 795 K au lieu de 910 K sans tampon. Les pertes augmentent car la bague est globalement plus froide, ce qui augmente la chaleur extraite au flot chaud principal. Malgré une baisse de -115 K, la température de contact resterait critique pour du titane. Il est possible d'abaisser encore cette température en augmentant la hauteur des ailettes et le débit de refroidissement mais cela va engendrer des pertes qui seront supérieures à celles d'une configuration utilisant de l'Inconel® 718. Ainsi, il est plus intéressant d'utiliser de l'Inconel® 718 que du titane malgré la plus faible densité et conductivité de ce dernier. Une bague optimisée

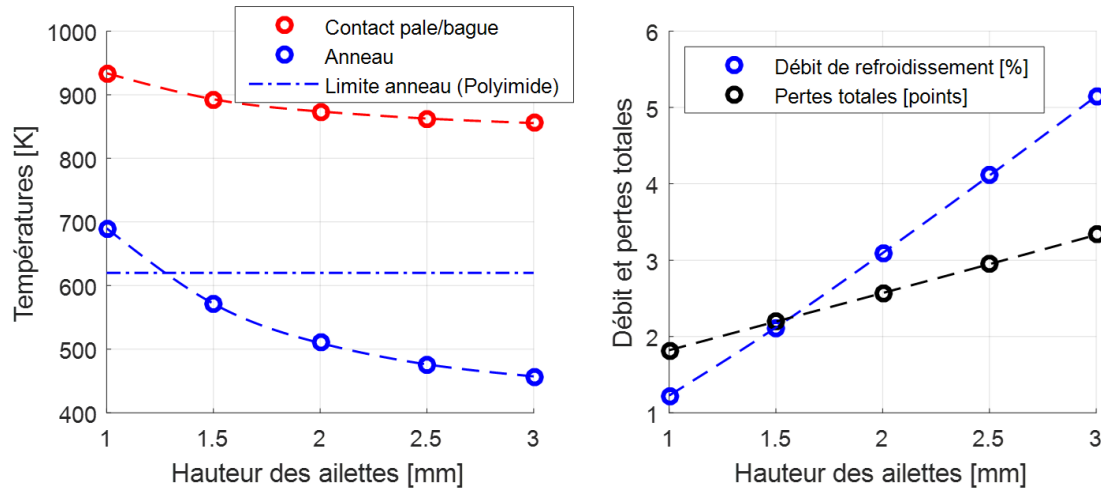


FIGURE 5.15 – Températures (gauche), débit de refroidissement et pertes (droite) pour un système en Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo.

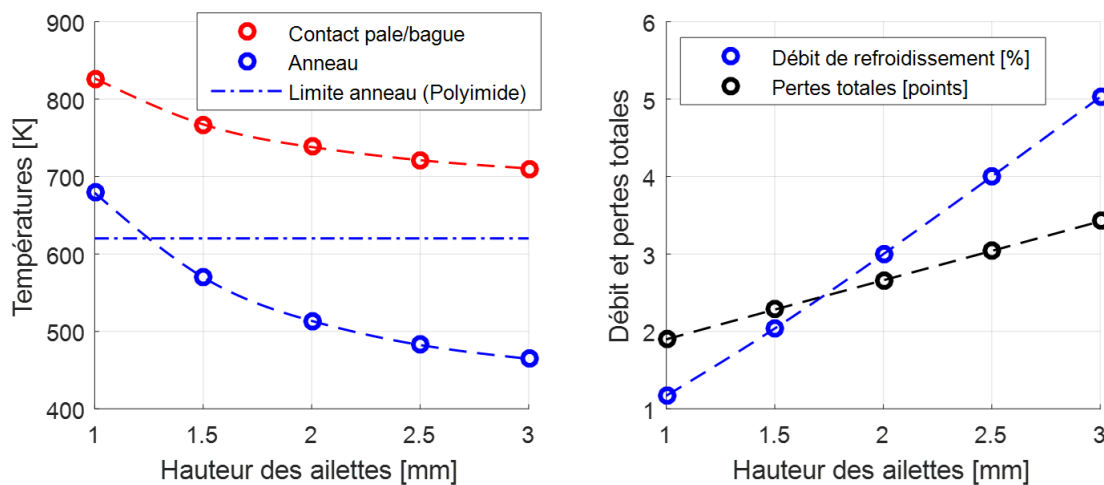


FIGURE 5.16 – Températures (gauche), débit de refroidissement et pertes (droite) pour un système en Ti-6Al-2Sn-2Zr-2Mo avec tampon isolant de 1 mm de zircone.

en Inconel® 718 avec des ailettes rugueuses ($16 \mu\text{m}$) à la limite du flambement ($e = 0,34 \text{ mm}$) et inclinées à 82° est donc la solution optimale et entraîne une efficacité de microturbine de 43,2%.

5.5.4 Utilisation de composants de turbine plus efficaces

Dans leur étude, Kochrad *et al.* [1] ont considéré des rendements de composants supérieurs à ceux annoncés par Capstone pour la microturbine C200. Le rendement utilisé pour le compresseur est 85%, ce qui représente la valeur maximale observée dans la littérature. Le rendement utilisé

pour la turbine est de 88,4%, ce qui correspond au résultat indiqué par une charte de Smith en considérant un certain coefficient de débit (*flow coefficient*), chargement d'étage (*stage loading*) et la présence d'un diffuseur. Enfin, un rendement de 92% a été considéré pour l'échangeur de chaleur en se basant encore une fois des valeurs observées dans la littérature. Si les composants présentent de tels rendements, l'efficacité de cycle de la microturbine augmente de 48,2% à 51,5% en considérant les mêmes rugosité, angle et épaisseur d'ailettes que précédemment (16 μm , 82° et 0,34 mm). Le coût du système de refroidissement passe quant à lui de 2,21 à 2,35 points.

La présence d'un tampon isolant réduit la température de contact pale/bague de 880 à 780 K. Comme l'Inconel® 718 est capable de supporter 880 K, la présence d'un tampon isolant est inutile. En considérant les mêmes débits de fuites que précédemment, le coût associé aux fuites passe de 2,72% à 2,92% avec ces nouveaux rendements de composants. L'utilisation d'un tampon génère un plus grand coût car l'augmentation de chaleur prélevée au flot principal, due à la bague globalement plus froide, n'est pas compensée par la réduction de débit de refroidissement. Ainsi, sans utiliser un tampon isolant, l'efficacité de la microturbine passe de 42,2% à 46,2% (+9,5%) avec les rendements de composants « optimistes ». Cela représente un gain de 8,6 points d'efficacité (+23,0%) par rapport à la microturbine C200 de Capstone. Une diminution des fuites d'air froid vers le flot principal chaud n'est pas envisagée puisque les débits de fuites utilisés proviennent de l'étude de Kochrad *et al.* [1] et que cette étude évalue les fuites en considérant des écarts minimaux entre les pièces.

5.5.5 Utilisation de bagues avec différentes conductivités

Dans le cas où il serait possible de fabriquer un système de refroidissement fait de plusieurs matériaux différents, l'impact de la conductivité de ces matériaux a été évalué rapidement. Pour rappel, le système de refroidissement est composé de :

- une bague supérieure qui séparent les ailettes de refroidissement et l'anneau composite ;
- des ailettes de refroidissement séparant la bague inférieure et la bague supérieure ;
- une bague inférieure qui sépare les pales de turbine et les ailettes de refroidissement.

Il faut que la bague inférieure soit la plus chaude possible pour éviter de retirer trop de chaleur au flot principal. Idéalement, la bague intérieure serait à température uniforme et égale à la température maximale d'opération du matériau, ce qui nécessiterait une bague intérieure très conductrice. Plusieurs simulations par éléments finis ont été réalisées, en considérant un matériau hypothétique futur de seulement 10 W/mK soit la moitié de la conductivité de l'Inconel® 718. Les canaux mesurent 1,5 mm de haut et la convection dans ces canaux est ajustée manuellement jusqu'à ce que l'anneau atteigne 620 K. Ces simulations montrent que le coefficient de convection dans les canaux doit être augmenté de +20% pour maintenir l'anneau à 620 K lorsque la bague inférieure est 10

fois plus conductrice (100 W/mK). Cela provoque au final un refroidissement général de la bague et le système de refroidissement prélève plus de chaleur (+6%) au flot chaud principal, ce qui est l'inverse de l'effet souhaité initialement. Utiliser une bague inférieure conductrice n'est donc pas une bonne idée.

Utiliser une bague supérieure très conductrice permettrait de réduire les points chauds sous l'anneau qui apparaissent au-dessus des pales de turbine. Là aussi, des simulations FEA ont été effectuées pour vérifier l'effet d'une telle bague supérieure très conductrice. Multiplier la conductivité de la bague supérieure par dix homogénéise la température de cette bague mais réduit seulement le point chaud de 2 K au niveau de l'anneau composite. Utiliser une bague supérieure conductrice est donc une bonne idée mais l'impact est négligeable. Les ailettes de refroidissement doivent quant à elles rester les plus isolantes possible.

5.6 Résumé et conclusions

Ce chapitre présente les pertes d'efficacité générées par le système de refroidissement de la turbine renversée. Ces pertes sont évaluées en fonction de la puissance du moteur et l'efficacité mécanique d'un moteur de 300 kW est déterminée en se basant sur une étude similaire présentée dans la littérature. Des recommandations de conception du système de refroidissement sont déduites des résultats et les meilleurs pistes d'amélioration du système sont dégagées.

Sans modification particulière, l'actuel système de refroidissement métallique apporte des pertes d'efficacité de -3,21 points pour un moteur de 300 kW fonctionnant à TIT = 1600 K. En incluant les fuites de refroidissement qui génèrent une perte par pompage et une baisse de température des gaz chauds, une microturbine renversée de 300 kW avec TIT = 1600 K présente une efficacité mécanique de 42,2% toutes pertes incluses. Cela représente un gain d'efficacité de 4,6 points par rapport à la meilleure microturbine conventionnelle commercialisée actuellement (Capstone C200), soit un gain de +12,2%.

Les pertes d'efficacité du moteur liées au système de refroidissement diminuent lorsque la puissance du moteur augmente. Ainsi, ces pertes sont légèrement plus grandes pour un moteur de 200 kW mais sont plus que doublées pour un moteur de 100 kW. Cela signifie que l'avantage d'une configuration renversée utilisant des pales en céramique et un système de refroidissement métallique, par rapport à une microturbine métallique conventionnelle, est net pour des moteurs d'une puissance de ~ 200 kW et plus. Pour des puissances inférieures à ~ 200 kW, cet avantage diminue progressivement au fur et à mesure que la puissance diminue.

Afin de concevoir un système de refroidissement optimal, il est démontré qu'il faut atteindre la plus grande vitesse d'écoulement possible dans les canaux de refroidissement. Il faut ensuite réduire le plus possible la hauteur des ailettes jusqu'à atteindre la hauteur qui génère la température

souhaitée pour l'anneau composite. Pour un même débit, augmenter la hauteur des ailettes va réduire le coefficient de convection et augmenter la température de l'anneau de refroidissement. C'est pour cela que les ailettes doivent être les plus petites possibles. Afin de trouver ce point de design optimal rapidement, la méthode la plus simple est de tracer la température de contact pale/bague, la température de l'anneau ainsi que les pertes engendrées en fonction du débit froid et de la hauteur des ailettes sur une « carte de performances », comme cela a été fait dans ce chapitre. Sur cette carte, le point qui respecte les températures maximales du système (1000 K) et de l'anneau composite (620 K) avec un minimum de pertes est le point de design optimal.

Pour un moteur de 300 kW avec $TIT = 1600$ K, les meilleures pistes pour améliorer l'efficacité du moteur sont les suivantes, indiquées dans l'ordre des meilleurs compromis gain/facilité à réaliser :

- augmenter la rugosité de parois des ailettes, en détruisant le fini de surface mécaniquement ou chimiquement, ou bien en ajoutant des protubérances lors de l'usinage des canaux : cela apporterait +0,43 point d'efficacité pour une rugosité de $16 \mu\text{m}$ et cette rugosité peut encore être augmentée ;
- diviser la largeur des ailettes par deux en utilisant des outils deux fois plus petits pour creuser les canaux : cela apporte un gain d'efficacité de +0,65 point mais nécessite un temps de fabrication plus long, ce qui va augmenter le coût de la microturbine ;
- maximiser l'angle d'inclinaison des canaux, en inclinant au maximum le stator froid et en ajustant la pression dans le plénum de refroidissement si nécessaire : cela apporte un gain d'efficacité de +0,23 point pour 2° d'angle en plus mais cet angle ne peut pas être beaucoup plus augmenté ;
- ajouter des tampons isolants en céramique, situés entre les pales de turbine et l'anneau de refroidissement : cela apporte un gain d'efficacité de +0,41 point mais les risques liés à l'implémentation des tampons doivent être évalués ;
- utiliser un nouveau matériau plus léger et isolant, avec des tenues mécanique et thermique similaires : cela apporte un gain de +0,55 point ou moins mais nécessite un matériau au moins deux fois plus coûteux selon la base de données du logiciel CES.

Il est aussi démontré que le refroidissement de la cavité entourant l'anneau composite doit absolument être effectué grâce à un débit d'air provenant d'un compresseur annexe avec un faible ratio de pression. Sans un tel compresseur annexe, la configuration renversée perd tout son intérêt face à une microturbine métallique conventionnelle, d'où l'importance de disposer de joints d'étanchéité performants. La présence d'un diffuseur dédié à l'écoulement de refroidissement est aussi nécessaire, afin de pouvoir respecter la pression adéquate en entrée des canaux. De plus, les pertes générées par des fuites aux joints d'étanchéité représentent un total de 2,72 points soit le même ordre de grandeur que les pertes liées au système de refroidissement (3,21 points). Continuer à

développer de meilleurs joints est donc aussi indispensable qu'améliorer le système de refroidissement.

Enfin, en considérant qu'il est possible de fabriquer des canaux à la limite du flambement (0,34 mm d'épaisseur) inclinés à 82° et d'une rugosité de $16\ \mu\text{m}$, il est possible d'atteindre une efficacité de microturbine de 43,2% soit 5,6 points de plus (+14,9%) que la microturbine Capstone C200. En considérant en plus des composants plus efficaces que ceux de la C200 comme ceux utilisés par Kochrad *et al.* [1], l'efficacité de la microturbine passerait à 46,2% soit un gain de 8,6 points d'efficacité (+23,0%) par rapport à la microturbine C200 de Capstone. Avec un tel design, l'utilisation de titane n'apporte pas de gain d'efficacité. Malgré une plus faible densité et plus faible conductivité thermique que l'Inconel® 718, la faible température d'opération du titane rend le matériau moins intéressant.

Chapitre 6

Conclusions

6.1 Travaux réalisés

6.1.1 Comparaison des concepts

Une étude thermique très préliminaire est présentée sur un système de refroidissement situé entre les pales de turbine et l'anneau composite à refroidir. Cette étude d'ordre de grandeur permet de dégager les paramètres principaux qui influent sur le système de refroidissement ainsi que leur impact sur le gradient de température généré.

Basés sur cette étude très simplifiée, huit concepts de refroidissement différents ont été imaginés puis évalués pour une microturbine de 300 kW fonctionnant avec $TIT = 1600$ K. Des modèles de résistances thermiques simples ont été mis en place pour chaque concept afin de déterminer quels sont le débit de refroidissement et la hauteur du système de refroidissement nécessaires à la protection de l'anneau composite. Ces modèles thermiques évaluent aussi le taux de chaleur prélevé à l'écoulement principal par le système de refroidissement. Les dimensions de l'anneau composite sont alors ajustées afin de pouvoir contenir le volume et le poids du système de refroidissement. Les pertes par friction aérodynamiques sont ensuite déduites des dimensions de l'anneau.

Un « modèle de cycle de microturbine » a été créé pour déterminer l'impact du système de refroidissement sur l'efficacité de la microturbine. Cet outil modélise un cycle de Brayton récupéré avec des rendements de composants réalistes. Le modèle considère que le débit de refroidissement est prélevé en sortie du compresseur, que la perte de chaleur impacte la température de sortie ce qui nuit au rôle de l'échangeur de chaleur, et que la friction aérodynamique générée par l'anneau composite et le système de refroidissement vient directement freiner le rotor de turbine et donc soustraire cette puissance à l'arbre.

Pour chaque concept de refroidissement, les pertes sont renseignées au modèle de cycle qui en déduit l'efficacité de la microturbine. L'impact des différents concepts est alors comparé et il

apparaît que le concept le plus intéressant est celui qui utilise des canaux simples droits, c'est-à-dire le concept le plus simple qui est déjà utilisé dans la littérature. Les pertes estimées sont alors de 3,3 points d'efficacité.

6.1.2 Modélisation de l'écoulement et du champ de température dans le système de refroidissement

Un modèle 1D aérothermodynamique a été mis au point pour modéliser les conditions de l'écoulement frais au travers des canaux de refroidissement. Ce modèle est basé sur le « modèle 1D généralisé » proposé par Shapiro [53] et tient compte de la friction pariétale ainsi que la chaleur provenant du flot principal chaud et qui est injectée dans le débit froid. Le modèle 1D aérothermodynamique modélise notamment la température, la vitesse et la pression de l'écoulement. Ces informations sont alors utilisées pour déterminer les coefficients de convections dans les canaux.

Un second modèle 1D a été mis au point pour déterminer le champ de température dans le système de refroidissement. Ce modèle utilise un jeu de résistances thermiques pour déterminer la température du point de contact pale/bague, des canaux et de la surface interne de l'anneau composite. Les variables d'entrée de ce modèle thermique 1D sont les variables de sorties du modèle aérothermodynamique et vice versa. Ces deux modèles sont donc utilisés itérativement jusqu'à ce que leurs résultats convergent.

Les deux modèles 1D incluent une série d'approximations. L'impact de chacune de ces approximations est évalué soit par des analyses théoriques, soit par des simulations par éléments finis thermiques (FEA) ou bien des simulations de mécanique des fluides numérique (CFD). La géométrie simulée est celle d'un rotor de turbine pour un moteur de 300 kW. Certaines approximations ont un impact négligeable sur les résultats et d'autres ne sont pas négligeables. Les deux modèles 1D ont été modifiés pour intégrer les approximations qui ont tendance à sous-estimer les pertes afin d'obtenir des résultats qui sont neutres ou conservateurs.

6.1.3 Validation des modèles 1D

Dans cette section, la précision des modèles 1D thermique et aérothermodynamique est investiguée en trois étapes. Un système de refroidissement pour une turbine de seulement 15 kW est d'abord conçu en se basant sur les deux modèles 1D. La miniaturisation de la turbine étudiée a pour but de réduire les coûts de fabrication puis d'expérimentation. La seconde étape consiste à vérifier les prédictions des modèles 1D avec des simulations numériques 3D plus poussées. Enfin, la dernière étape de validation consiste à fabriquer le prototype de turbine de 15 kW puis de le tester expérimentalement.

Avant la conception du système de refroidissement du prototype de 15 kW, la hauteur des canaux a été fixée à 2 mm. Cela permet à tous les membres de l'équipe de recherche de travailler simultanément sur une géométrie dont les dimensions globales sont connues dès le début du projet. Ainsi la conception du système a été effectuée en ajustant le débit de refroidissement jusqu'à ce que la TIT souhaitée soit atteignable sans fondre l'anneau composite. Pour ses bonnes propriétés mécaniques à haute température, l'Inconel® 718 a été choisi pour composer la bague de refroidissement. La contrainte géométrique ne permettant pas d'atteindre la TIT cible de 1300 K, elle fut réduite à 1100 K. Une telle TIT est supportable par l'anneau composite avec matrice BMI lorsque le débit de refroidissement est de 11,5 g/s soit 10% du débit principal chaud.

Les résultats du modèle 1D thermique sont comparés à ceux de simulations FEA thermiques. Cette comparaison montre que le modèle 1D réussit à saisir correctement les transferts de chaleur malgré le fait que la géométrie soit tridimensionnelle. La température de l'anneau et celle du contact pale/bague, qui sont les températures critiques du système, sont prédites par le modèle avec une précision de $\pm 3,3\%$.

Les résultats du modèle 1D aérothermodynamique sont quant à eux comparés avec des simulations couplées CFD et FEA qui modélisent à la fois les parties fluides (gaz chaud et froid) et solides de la turbine (pales et système de refroidissement). Cette comparaison indique que le modèle 1D thermique prédit bien les températures critiques, avec une précision de $\pm 1,1\%$ pour les températures de l'anneau et de contact pale/bague. Le modèle 1D aérothermodynamique semble lui aussi représenter convenablement l'écoulement avec des écarts de $\pm 5\%$ sur les prédictions de température, pression et vitesse.

Le prototype de turbine de 15 kW a été fabriqué par l'équipe de recherche afin de faire la preuve de concept d'une turbine renversée avec pales en céramique et système de refroidissement métallique. La turbine a été intégrée à un banc d'essai utilisant une chambre de combustion et un compresseur pour reproduire un cycle de Brayton simple. Plusieurs essais ont été réalisés dont un qui dura plus de 40 secondes avec TIT = 1060 K et un pic à 1100 K. La température du système de refroidissement pendant le test, mesurée par peinture thermique, reste difficile à déterminer. Mais le système a vraisemblablement fonctionné correctement puisque l'anneau composite n'a pas fondu malgré la température du débit de refroidissement qui fut plus élevée que prévue. Des ruptures de prototypes ont cependant eu lieu durant des essais postérieurs mais ces incidents sont dus à des erreurs de manipulation et le point de design très contraint de la bague plutôt qu'à l'incapacité du système de refroidissement à protéger thermiquement l'anneau composite.

6.1.4 Prévision des performances d'une microturbine de 300 kW

Grâce aux modèles 1D thermique, 1D aérothermodynamique et au modèle de cycle de micro-turbine, des « cartes de performances » ont été générées selon le débit de refroidissement et la hauteur des canaux pour une microturbine de 300 kW fonctionnant avec $TIT = 1600$ K. Sur ces cartes, le coût du système de refroidissement a été superposé avec les températures de l'anneau et de contact pale/bague, c'est-à-dire les températures critiques du système. Cela a permis de déterminer quel est le point de design optimal qui minimise les pertes d'efficacité de la microturbine tout en respectant les températures limites de la bague et de l'anneau composite. Pour une turbine de 300 kW, ce design optimal est atteint avec des ailettes de 2,1 mm de haut et un débit de refroidissement équivalent à 5,2% du débit chaud principal. Ce système de refroidissement optimisé génère alors 3,21 points de pertes d'efficacité moteur. En intégrant l'impact des différentes fuites de débits d'un tel moteur, il a été évalué qu'une microturbine renversée avec pales en céramique et refroidissement métallique peut atteindre 42,2% d'efficacité mécanique. Cela représente 4,6 points de plus (+12,2%) que la microturbine C200 de Capstone qui est la plus efficace sur le marché.

Des cartes de performances ont été générées en faisant varier une quinzaine de paramètres importants : puissance moteur, coefficient de convection chaude et froide, friction aérodynamique, largeur, angle et rugosité des canaux, ratio de surface d'ailettes, masse volumique et conductivité du système de refroidissement, etc. Ces cartes ont permis de déterminer la sensibilité de l'efficacité moteur aux différents paramètres et de cibler les actions à prendre pour améliorer l'efficacité moteur. Les meilleurs leviers sont l'augmentation de la rugosité des canaux de refroidissement et leur angle, la réduction de l'épaisseur des ailettes, l'utilisation d'un tampon isolant au point de contact pale/bague et l'utilisation d'un matériau plus léger et isolant. La génération de toutes ces cartes de performances permet aussi de dégager des règles générales de design du système de refroidissement. Ainsi, le point de design optimal est toujours obtenu lorsque l'écoulement est le plus rapide possible et lorsque les ailettes sont à la plus petite hauteur permettant de maintenir l'anneau sous sa température d'opération maximale.

Connaissant les paramètres qui ont le plus d'impact sur l'efficacité moteur, un design très optimisé a été envisagé et étudié. Les ailettes y sont très fines et à la limite du flambement, les canaux sont très inclinés et la rugosité des ailettes est considérée comme étant volontairement amplifiée lors de leur usinage. Un tel design permettrait d'augmenter l'efficacité moteur à 46,2% soit 8,6 points de plus (+23,0%) que la microturbine Capstone C200. Pour un tel design, il est démontré qu'utiliser un tampon isolant n'a plus d'intérêt et que changer l'Inconel® 718 pour un alliage plus léger comme du titane n'a pas d'intérêt non plus à cause de la baisse de propriétés mécaniques du titane avec la température.

6.2 Contributions originales

La littérature propose seulement trois études dans lesquelles une turbine en configuration renversée emploie un système de refroidissement pour protéger son anneau composite. Ces trois études utilisent un système de refroidissement simple en céramique, composé d'ailettes qui génèrent un gradient thermique grâce à un débit d'air frais qui les traverse. Ces études ne présentent pas d'alternatives à ce système de refroidissement en céramique et n'expliquent pas non plus pourquoi cette architecture est utilisée. C'est pourquoi la première partie de cette thèse a consisté à générer différents concepts de refroidissement en métal et à les comparer entre eux, afin de déterminer quelle approche permet de protéger l'anneau composite en générant le moins de pertes d'efficacité. Un système de refroidissement métallique permet de s'affranchir de la fragilité associée aux systèmes en céramique. Ceci est la première contribution originale de la thèse. La conclusion de cette comparaison est qu'un système métallique composé d'ailettes simples droites est bien celui qui apporte le meilleur compromis entre pertes générées et facilité de fabrication. Ce travail permet de compléter les deux premiers objectifs spécifiques de la thèse qui étaient

Évaluer s'il existe un concept de refroidissement métallique pouvant résister structurellement aux conditions imposées dans une turbine renversée.

Déterminer quel est le concept de refroidissement métallique qui minimise les pertes d'efficacité d'une microturbine renversée.

Puisque la littérature ne présente aucun système de refroidissement métallique pour une configuration renversée fonctionnant à de hautes températures, une seconde partie de cette thèse présente des modèles analytiques unidimensionnels permettant d'évaluer les conditions aérothermodynamiques dans les canaux de refroidissement ainsi que le champ de température dans tout le système. En réduisant le problème 3D à de simples éléments thermiques 1D grâce à des simplifications aux conséquences négligeables, cette étude permet surtout de saisir les mécanismes en jeu et ainsi d'expliquer simplement mais précisément comment se comporte les flux de chaleur dans un tel système de refroidissement. Les pales, l'anneau de refroidissement et les ailettes agissent chacun comme des corps fins 1D qui sont soumis à de la convection et de la conduction. Il est notamment démontré que l'anneau de refroidissement se comporte comme s'il était soumis à un coefficient de convection et une température « équivalents ». Le coefficient de convection équivalent vaut la moyenne des coefficients chaud et froid auxquels l'anneau est exposé et la température équivalente vaut la moyenne des températures chaude et froide pondérée par les coefficients de convection. Les hypothèses qui ont permis de passer d'une géométrie 3D à un simple jeu d'éléments 1D ont chacune été vérifiées et des simulations couplées CFD/FEA ou bien uniquement éléments finis (FEA)

effectuées sur la géométrie complète 3D montrent que les modèles 1D saisissent très bien les phénomènes. Ainsi, ces modèles permettent de déterminer les dimensions et débits de refroidissement nécessaires au système, afin de protéger l'anneau composite convenablement lorsque la température d'entrée de turbine atteint 1600 K. Ils constituent donc une seconde contribution originale de cette thèse puisque dans la littérature les systèmes en céramique étudiés n'ont fait l'objet que de simulations par éléments finis. De plus, un prototype de preuve de concept a été fabriqué et testé afin de vérifier les prédictions des modèles 1D mais surtout la viabilité du concept. L'expérience est une première et représente une contribution nouvelle puisque aucune turbine renversée utilisant des pales en céramique et un système de refroidissement métallique n'avait atteint TIT = 1060 K en quasi-stationnaire jusqu'à présent. Ce travail démontre la capacité d'un tel système à protéger l'anneau composite de hautes températures, ce qui permet de compléter le troisième objectif de la thèse qui était

Vérifier si un tel concept est capable de protéger l'anneau composite convenablement à de hautes températures.

Puisque les modèles 1D développés fournissent les dimensions et débits nécessaires au système de refroidissement pour protéger l'anneau composite convenablement, il est possible de réaliser des cartes de performances qui présentent la perte d'efficacité ainsi que les températures dans le système en fonction du débit de refroidissement et de la hauteur des ailettes. Une étude analytique indique au préalable que les canaux doivent être inclinés au maximum pour minimiser les pertes. Et grâce à ces cartes de performances, il est possible de déterminer graphiquement quels sont la hauteur d'ailette et le débit froid nécessaires à protéger l'anneau composite. De manière systématique, ces cartes indiquent que l'écoulement doit être le plus rapide possible dans les canaux et que la hauteur des ailettes doit être minimale afin de réduire les pertes d'efficacité à leur minimum. Ceci provient du fait que pour un même débit, des canaux plus grands réduisent le coefficient de convection dans les canaux, ce qui augmente la température de l'anneau de refroidissement. Ces informations n'étaient pas disponibles dans la littérature et permettent de compléter le quatrième objectif de la thèse qui était

Définir les règles de conception à suivre pour optimiser l'efficacité d'un tel système de refroidissement.

Enfin, puisque les dimensions et débits nécessaires au système de refroidissement peuvent être déterminés selon la dimension de la turbine, il est possible d'évaluer les pertes associées au système de refroidissement selon la puissance du moteur en se servant d'un modèle de cycle thermodynamique qui incorpore les pertes du système de refroidissement. En se basant sur l'étude de Kochrad *et al.* [1] qui intégrait les pertes d'efficacité qui sont dues aux différentes fuites dans le moteur, il

est aussi possible de déterminer les pertes totales de la microturbine et ainsi déterminer quel est l'efficacité moteur. Il est ainsi démontré qu'un moteur de 300 kW fonctionnant avec $TIT = 1600\text{ K}$ présente une efficacité mécanique de 42,2% en incluant toutes les pertes, ce qui représente un gain de 4,6 points par rapport à la meilleure microturbine actuelle (Capstone C200). Il est aussi montré qu'une microturbine avec système de refroidissement métallique présente un avantage de plus en plus petit au fur et à mesure que la puissance moteur descend en dessous de $\sim 200\text{ kW}$. Enfin, il est démontré qu'un système de refroidissement très optimisé (angle, rugosité, finesse des ailettes) jumelé à des composants de microturbine plus efficaces permettraient d'atteindre une efficacité de mécanique de 46,2% soit 8,6 points de plus que la Capstone C200. Ces informations sont la dernière contribution originale de cette thèse et permettent de répondre à la question de recherche principale qui était

Quel est le gain d'efficacité d'une turbine renversée avec système de refroidissement métallique par rapport aux meilleures microturbines actuelles ?

6.3 Perspectives de recherche et travaux futurs recommandés

6.3.1 Étude économique

Cette thèse démontre qu'une microturbine va atteindre une plus grande efficacité mécanique si elle est équipée d'une turbine renversée avec pales céramiques et refroidissement métallique plutôt que d'une turbine métallique classique. Il serait nécessaire d'effectuer l'évaluation des coûts de fabrication et d'opération d'une microturbine en configuration renversée. Cette évaluation financière permettrait de déterminer si une telle configuration est intéressante du point de vue d'un investisseur ou d'une entreprise, c'est-à-dire si le retour sur investissement est suffisamment rapide ou non. Cette étude devra notamment intégrer le prix du compresseur annexe à faible ratio de pression qui refroidit la cavité dans laquelle se situe l'anneau composite.

6.3.2 Amélioration des modèles

Les modèles 1D thermique et aérothermodynamique ne sont qu'une première approche permettant de concevoir un design préliminaire, évaluer l'impact des différents paramètres et déterminer les plages de valeur de ces paramètres qui permettent d'atteindre un design optimal. Il serait nécessaire de valider les résultats de cette thèse avec des simulations plus poussées.

Le modèle 1D aérothermodynamique considère notamment que la totalité de l'écoulement sortant du stator de refroidissement entre dans les canaux. Mais en entrée des canaux plusieurs phénomènes se superposent : la section de passage s'ouvre puis converge violemment, le débit qui sort

du stator n'est pas continu et les joints d'étanchéité ne sont pas parfaits. Ainsi il y a probablement une interaction forte entre le débit traversant les canaux et les fuites qui sont du même ordre de grandeur. Une simulation CFD complète de la turbine, c'est-à-dire intégrant les stators et rotors des écoulements chaud et froid ainsi que les fuites entre eux, permettrait d'étudier cet écoulement complexe à l'entrée des canaux. Il serait alors possible d'appliquer les éventuelles modifications nécessaires pour s'assurer que le bon débit froid est injecté dans les canaux. Cette interaction entre les deux circuits fluides va augmenter avec l'optimisation du système de refroidissement. En effet, il est démontré à la fin du chapitre 5 que si le système de refroidissement est très optimisé, le débit frais traversant les canaux pourrait être inférieur à 2% du flot principal. Il est considéré actuellement que 2,8% du débit compresseur est perdu sous forme de fuites au niveau de l'entrée des canaux de refroidissement. Cette interaction entre le débit qui entre dans les canaux et ces fuites doit être investigué car une mauvaise prédiction du débit de refroidissement va réduire l'efficacité du moteur ou bien mettre en danger l'anneau composite.

Toujours d'un point de vue numérique, lorsque l'écoulement dans les canaux est très rapide, les conditions de pression et vitesse en sortie des canaux deviennent très sensibles au débit. Par exemple, lorsque le nombre de Mach vaut 0,80 en sortie des canaux, augmenter le débit de +1,5% est suffisant pour étrangler l'écoulement ($Mach = 1$). Il est important de tenir compte de ce problème dans le futur afin de mieux contrôler les conditions d'opération du système de refroidissement.

Pour finir, le modèle utilisé pour représenter le cycle de Brayton récupéré utilise des valeurs de chaleur spécifique C_p qui dépendent de la température pour déterminer le travail effectué ou reçu par les composants. Le chapitre 3 montre que le modèle est assez précis mais une meilleure précision pourrait être atteinte en utilisant directement l'enthalpie de l'air à partir d'abaques ou de fonctions.

6.3.3 Amélioration de la turbine

Pour la turbine de 300 kW, il est assumé qu'un diffuseur est dédié au circuit de refroidissement et que ce diffuseur est capable de générer une pression suffisante à la sortie de ces canaux pour atteindre le point de design optimal. Il est aussi considéré que 100% du débit frais qui sort des canaux est dirigé vers ce diffuseur et qu'aucun air frais ne vient se mélanger dans le flot chaud qui sort de la turbine et part en direction de l'échangeur de chaleur. L'air en sortie des canaux est généralement à plus haute pression que l'écoulement chaud. Il faudrait s'assurer à l'avenir que des joints d'étanchéité (ou une autre solution) empêchent l'air frais de se mélanger avec le flot principal chaud.

Pour limiter le prélèvement de chaleur du flot principal vers le système de refroidissement, une solution envisageable serait de recouvrir toute la surface interne de la bague de refroidissement

avec une barrière thermique en céramique isolante (TBC pour *Thermal Barrier Coating*).

Enfin, il est considéré que la cavité est refroidie par un débit provenant d'un compresseur annexe. Il serait peut-être intéressant de refroidir ce débit avant de l'injecter dans la cavité afin de pouvoir réduire le travail de pompage de ce débit. Cette solution mériterait d'être évaluée.

6.3.4 Amélioration du banc de test

Durant les essais expérimentaux, la mesure de la température en sortie des canaux de refroidissement a été polluée par des fuites du débit provenant de la cavité. Il serait nécessaire de trouver une solution qui permette de mesurer cette température convenablement. Cela permettrait de mieux valider les résultats du modèle 1D aérothermodynamique.

Bibliographie

- [1] N. Kochrad, N. Courtois, M. Charette, B. Picard, A. Landry-Blais, D. Rancourt, J.-S. Plante, and M. Picard. System-Level Performance of Microturbines With an Inside-Out Ceramic Turbine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(6) :062702 (10p), 2017.
- [2] International Energy Agency (IEA). Key World Energy Statistics. Technical report, 2014.
- [3] C. F. McDonald and C. Rodgers. Ceramic Recuperator and Turbine : The Key to Achieving a 40 Percent Efficient Microturbine. In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2005 : Power for Land, Sea, and Air*, volume 1, pages 963–971, Reno, NV, USA, 2005. ASME. DOI : 10.1115/GT2005-68644.
- [4] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, H. Cohen, and P. Straznicky. *Gas Turbine Theory*. Pearson Canada, Harlow, England ; New York, 6 edition, September 2008.
- [5] Capstone Turbine Corporation. Advanced MicroTurbine System (AMTS) : C200 MicroTurbine, Ultra-Low Emissions MicroTurbine. Technical Report DE-FC26-00CH11058, Capstone Turbine Corporation, Los Angeles, California, USA, March 2008.
- [6] FG Wilson. P249-3 Diesel Generator Set, 2017.
- [7] I. Takehara, T. Tatsumi, and Y. Ichikawa. Summary of CGT302 Ceramic Gas Turbine Research and Development Program. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 124(3) :627–635, June 2002.
- [8] M. van Roode, M. K. Ferber, and D. W. Richerson. *Ceramic Gas Turbine Design and Test Experience*. ASME Press, January 2002.
- [9] J. E. Lincoln, Z. McHale, R. J. Jurek, S. L. Hout, and D. B. Curliss. 900 F Glass Transition Temperature Material for Structural Composites and High Temperature Composite Tooling Applications. In *International SAMPE Technical Conference*, Wichita, KS, USA, October 2009.
- [10] J.-C. Han. Fundamental Gas Turbine Heat Transfer. *ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 5 :021007 01 – 021007 15, June 2013.
- [11] GE Power. 9ha Power Plants (50hz), 2017.
- [12] General Electric. World’s Most Efficient Combined-Cycle Power Plant | GE Power, 2017.
- [13] Advanced MicroTurbine System (AMTS). Final Technical Report - Advanced MicroTurbine System (AMTS) : C200 MicroTurbine, Ultra-Low Emissions MicroTurbine. Technical report, Capstone Turbine Corporation, 2008.
- [14] Y. Katano, M. Ando, T. Itoh, and M. Sasaki. Application of Ceramics to Turbocharger Rotors for Passenger Cars. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 115(1) :9–16, January 1993.

- [15] G. L. Boyd, M. L. Easley, and D. M. Kreiner. AGT101 : Ceramic Gas Turbine Development. page V002T04A007, May 1987.
- [16] N. Nakazawa, K. Niwa, and T. Sugimoto. The automotive ceramic gas turbine development results in Japan. In *Advances in science and technology*, pages D229–D240, 1999.
- [17] Garrett. Advanced Gas Turbine (AGT) Technology Development Project. Technical report, March 1988.
- [18] NASA. Advanced Gas Turbine (AGT) Technology Project. Technical report, August 1988.
- [19] D. W. Richerson and K. M. Johansen. Ceramic Gas Turbine Engine Demonstration Program. Technical report, May 1982.
- [20] E. M. R. Holmquist. Axial Flow Gas Turbine, July 1962. U.S. Classification 416/95, 416/241.00R, 415/200; International Classification F01D5/30, F01D5/00, F01D5/28, F01D5/08, F01D5/02; Cooperative Classification F01D5/3084, F01D5/284, F01D5/08; European Classification F01D5/30K, F01D5/28C, F01D5/08.
- [21] R. Cerrato. Vaned rotor for gas turbines, December 1974. U.S. Classification 416/218, 416/189, 416/195; International Classification F01D5/22, F01D21/04; Cooperative Classification F01D5/225, F01D21/045; European Classification F01D21/04B, F01D5/22B.
- [22] R. R. Bodman. Turbine rotor construction, April 1977. U.S. Classification 416/97.00R, 416/190, 416/218, 416/241.00B; International Classification F01D21/04, F01D5/30, F01D5/18; Cooperative Classification F01D5/3084, F01D5/187, F05B2240/33, F05D2240/81, F01D21/045; European Classification F01D5/30K, F01D21/04B, F01D5/18G.
- [23] L. J. Stoffer. Novel Ceramic Turbine Rotor Concept. Technical Report AFAPL-TR-79-2074, General Electric Company, Cincinnati, Ohio, USA, September 1979.
- [24] P. J. Coty. Compression Structured Ceramic Turbine Rotor Concept. In E. M. Lenoe, R. N. Katz, and J. J. Burke, editors, *Ceramics for High-Performance Applications III*, number 1 in Army Materials Technology Conference Series, pages 427–441. Springer US, 1983. DOI : 10.1007/978-1-4684-3965-6_25.
- [25] R. Kochendörfer. Compression Loaded Ceramic Turbine Rotor. AGARD Conference Proceedings No. 276. AGARD, March 1980.
- [26] R. Kochendörfer and M. Zippel. Keramiklaufrad mit gekühltem Aussenschaufelträger aus Faserverbundwerkstoff und Die Auswirkung dieses Konstruktionsprinzips auf die Auslegung einer Kleingasturbine. page 55, Universität Stuttgart, October 1977. Universität Stuttgart.
- [27] C. C. Chamis and I. M. Blankson. Exo-Skeletal Engine, Novel Engine Concept. Technical report, NASA, 2004.
- [28] J. M. Roche, D. N. Kosareo, and D. R. McCurdy. Investigation of Exoskeletal Engine Propulsion System Concept. Technical report, NASA, 2005.
- [29] G. Vézina, H. Fortier-Topping, F. Bolduc-Teasdale, D. Rancourt, M. Picard, J.-S. Plante, M. Brouillette, and L. G. Fréchette. Design and Experimental Validation of a Supersonic Concentric Micro Gas Turbine. *Journal of Turbomachinery*, 138(2) :021007–021007, 2015.
- [30] H. Fortier-Topping. *Conception d'une Chambre de Combustion pour la Microturbine à Gaz SRGT-2*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, QC, Canada, 2014.

- [31] G. Vézina. *Aérodynamique d'une Turbine à Architecture Concentrique de Type SRGT (Supersonic Rim-Rotor Gas Turbine)*. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, QC, Canada, 2014.
- [32] C. Landry, P. K. Dubois, N. Courtois, F. Charron, M. Picard, and J.-S. Plante. Development of an Inside-Out Ceramic Turbine. In *Proc. of the ASME Turbo Expo 2016 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, volume 8, page V008T23A022, Seoul, South Korea, June 2016. ASME.
- [33] P. K. Dubois. Intégration de pales en céramique dans un rotor de microturbine axiale en configuration renversée. Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, QC, Canada, 2016.
- [34] P. K. Dubois, C. Landry, J.-S. Plante, and M. Picard. Experimental Validation of the Structural Integrity of an Inside-Out Ceramic Gas Turbine Prototype. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017. under review.
- [35] A. H. Shapiro. *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Volume 2*. Ronald Press Co., 1st edition edition, 1954.
- [36] A. Bazergui. *Résistance des matériaux*. Presses inter Polytechnique, 2002.
- [37] P. R. N. Childs. Flow in rotating components - discs, cylinders and cavities. Technical report, IHS ESDU, 2007.
- [38] R. J. Bruckner. Windage Power Loss in Gas Foil Bearings and the Rotor-Stator Clearance of High Speed Generators Operating in High Pressure Environments. pages 263–270, January 2009.
- [39] M. Picard, D. Rancourt, J.-S. Plante, and M. Brouillette. Rim-Rotor Rotary Ramjet Engine, Part 2 : Quasi-One-Dimensional Aerothermodynamic Design. *Journal of Propulsion and Power*, 28(6) :1304–1314, 2012.
- [40] S. L. Dixon. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 5 edition, March 2005.
- [41] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 7th edition, 2011.
- [42] A. M. Tishin and Y. I. Spichkin. *The Magnetocaloric Effect and its Applications*. CRC Press, April 2016.
- [43] J. Liu, T. Gottschall, K. P. Skokov, J. D. Moore, and O. Gutfleisch. Giant magnetocaloric effect driven by structural transitions. *Nature Materials*, 11(7) :620–626, July 2012.
- [44] KYOCERA corporation. Zirconia (Zirconium Oxide, ZrO₂) | Fine Ceramics (Advanced Ceramics) | Kyocera, 2010.
- [45] N. C. Markatos and K. Pericleous. Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27 :755–772, May 1984.
- [46] M. M. Ganzarolli and L. F. Milanez. Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(6) :1063–1073, April 1995.
- [47] A. W. Stevens. Natural convection in a liquid metal enclosure with floor cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(17) :3749–3759, November 1996.

- [48] O. Aydin, A. Ünal, and T. Ayhan. Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(13) :2345–2355, July 1999.
- [49] M. A. R. Sharif and T. R. Mohammad. Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from the sidewalls. *International Journal of Thermal Sciences*, 44(9) :865–878, September 2005.
- [50] T. Basak, S. Roy, and A. R. Balakrishnan. Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(23) :4525–4535, November 2006.
- [51] H. N. Dixit and V. Babu. Simulation of high Rayleigh number natural convection in a square cavity using the lattice Boltzmann method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(3) :727–739, February 2006.
- [52] A. Liaqat and A. C. Baytas. Conjugate natural convection in a square enclosure containing volumetric sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(17) :3273–3280, September 2001.
- [53] A. H. Shapiro. *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Volume 1*. Wiley, New York u.a., 1 édition edition, 1953.
- [54] C. M. Sangan, O. J. Pountney, K. Zhou, M. Wilson, J. M. Owen, and G. D. Lock. Experimental Measurements of Ingestion Through Turbine Rim Seals-Part I : Externally Induced Ingress. *Journal of Turbomachinery*, 135(2) :021012–021012–10, November 2012.
- [55] X. Wang and N. Zhang. Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(19) :3957–3970, September 2005.
- [56] W. M. Kays and M. E. Crawford. *Convective heat and mass transfer*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York : McGraw-Hill, 1993.
- [57] T. Aikawa and W. O. Winer. Thermal contact conductance across Si₃N₄/Si₃N₄ contact. *Wear*, 177(1) :25–32, September 1994.
- [58] P. Ligrani. Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013 :32, 2013. DOI : 10.1155/2013/275653.
- [59] US Department of Energy National Energy Technology Laboratory (NETL), L. Smith, H. Karim, S. Etemad, and W. C. Pfefferle. *The Gas Turbine Handbook*. Engineering Faculty Book Galery, 3 edition, 2006.
- [60] E. Logan Jr. *Handbook of Turbomachinery*. CRC Press, May 2003.
- [61] R. F. Martinez-Botas, G. D. Lock, and T. V. Jones. Heat Transfer Measurements in an Annular Cascade of Transonic Gas Turbine Blades Using the Transient Liquid Crystal Technique. *Journal of Turbomachinery*, 117(3) :425–431, July 1995.
- [62] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho. *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill Professional, New York, 3 edition, 1998.
- [63] G. Welsch, R. Boyer, and E. W. Collings. *Materials Properties Handbook : Titanium Alloys*. ASM International, December 1993.

Annexe A

Annexes

A.1 Évaluation de l'efficacité thermique du moteur

Cette annexe détaille les relations utilisées pour évaluer l'efficacité thermique du moteur. La première étape consiste à calculer le travail fourni par la turbine au compresseur grâce à la relation

$$W_{tc} = \frac{c_{p\ air} \Delta T_{comp}}{\eta_{méca}} \text{ avec } \Delta T_{comp} = \frac{T_{01}}{\eta_{comp}} \left(RP^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \quad (A.1)$$

De la même manière, le travail fourni par la turbine est évalué par la relation

$$W_t = c_{p\ gaz} \Delta T_{turb} \text{ avec } \Delta T_{turb} = \eta_{turb} T_{03} \left(1 - RP_{turb}^{-\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \right) \quad (A.2)$$

Le travail fourni à la génératrice est alors déduit ainsi que toutes les autres températures grâce aux relations suivantes :

$$W_{gen} = W_t - W_{tc} \quad (A.3)$$

$$T_{02} = T_{01} + \Delta T_{comp} \quad (A.4)$$

$$T_{04} = T_{03} - \Delta T_{turb} \quad (A.5)$$

$$T_{05} = \eta_{HE} (T_{04} - T_{02}) + T_{02} \quad (A.6)$$

Comme la capacité thermique c_p de l'air change avec la température et que les températures du cycle dépendent de cette capacité, un calcul itératif est effectué entre les températures et la capacité jusqu'à ce que les différences entre deux itérations soient négligeables. La capacité thermique de l'air en fonction de la température provient de Bergman *et al.* [41]. Une fois les températures du cycle correctement déterminées, le débit de carburant ainsi que la richesse du mélange air/carburant peuvent alors être déduits grâce aux relations suivantes :

$$A = \frac{c_{p\ gaz}}{PCI} (T_{03} - T_{05}) \text{ avec } A = \frac{\dot{m}_{carb}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{carb}} \quad (A.7)$$

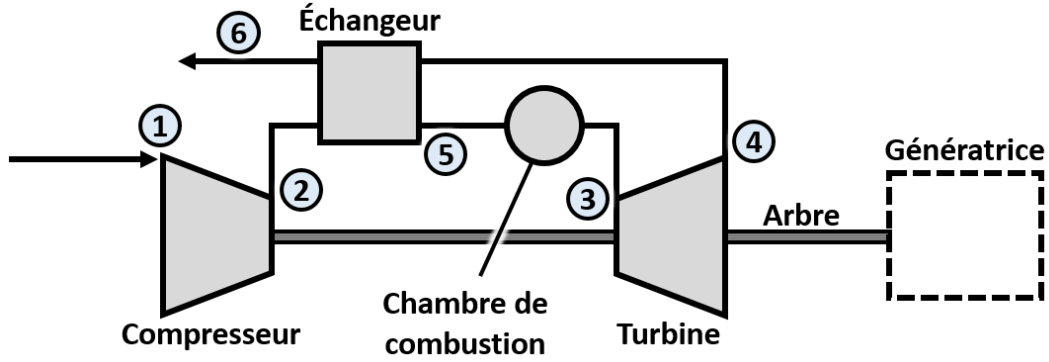


FIGURE A.1 – Schéma de fonctionnement d'une turbomachine récupérée.

$$f_{\text{théo}} = \frac{A}{1-A} = \frac{\dot{m}_{\text{carb}}}{\dot{m}_{\text{air}}} \quad , \quad f_{\text{réel}} = \frac{f_{\text{réel}}}{\eta_{\text{comb}}} \quad \text{et} \quad \phi = \frac{f_{\text{réel}}}{f_{\text{stochio}}} \quad (\text{A.8})$$

$$Q_{\text{carb}} = f_{\text{réel}} * PCI \quad (\text{A.9})$$

Alors, l'efficacité thermodynamique peut être déduite avec la relation

$$\Rightarrow \eta_{\text{cycle}} = \frac{W_{\text{gen}}}{Q_{\text{carb}}} \quad (\text{A.10})$$

A.2 Contrainte tangentielle dans un anneau (approximation)

La contrainte tangentielle dans un anneau isotrope soumis à une certaine vitesse de rotation et une pression interne peut être exprimée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta}(r) &= \sigma_{\theta \omega}(r) + \sigma_{\theta P_i}(r) \\ &= \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r_{\text{ext}}^2 \left[\left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 1 - \left(\frac{1+3v}{3+v} \right) \left(\frac{r}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + \left(\frac{r_{\text{int}}}{r} \right)^2 \right] \\ &\quad + P_i \frac{r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} \left(1 + \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

Dans ce cas, la contrainte tangentielle est toujours maximale au rayon interne. Après plusieurs manipulations, ceci mène à la relation (A.14) :

$$\begin{aligned}
\hat{\sigma}_\theta &= \sigma_\theta(r_{\text{int}}) \\
&= \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r_{\text{ext}}^2 \left[\left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 1 - \left(\frac{1+3v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{int}}} \right)^2 \right] + P_i \frac{r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} \left(1 + \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right)^2 \right) \\
&= \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r_{\text{ext}}^2 \left[\left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 - \left(\frac{1+3v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 2 \right] + P_i \frac{r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} \left(1 + \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right)^2 \right) \\
&= \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r_{\text{ext}}^2 \left[\left(\frac{3+v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 - \left(\frac{1+3v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 2 \right] + P_i \frac{r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} \left(1 + \frac{r_{\text{ext}}^2}{r_{\text{int}}^2} \right) \\
&= \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r_{\text{int}}^2 \frac{r_{\text{ext}}^2}{r_{\text{int}}^2} \left[\left(\frac{2-2v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 2 \right] + P_i \frac{r_{\text{ext}}^2 + r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2}
\end{aligned} \tag{A.12}$$

$$\omega^2 r_{\text{int}}^2 = V_{\theta \text{int}}^2 \tag{A.13}$$

$$\Rightarrow \hat{\sigma}_\theta = \frac{3+v}{4} \rho V_{\theta \text{int}}^2 \frac{r_{\text{ext}}^2}{r_{\text{int}}^2} \left[\left(\frac{1-v}{3+v} \right) \left(\frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} \right)^2 + 1 \right] + P_i \frac{r_{\text{ext}}^2 + r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} \tag{A.14}$$

Il est possible de réduire le nombre de variable de cette relation en introduisant le terme de « finesse f » de l'anneau composite, qui est le ratio du rayon interne sur l'épaisseur. Cela permet d'exprimer la relation (A.14) avec une seule variable géométrique, ce qui donne l'expression

$$f = \frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}} - r_{\text{int}}} \rightarrow \frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} = \frac{f+1}{f}, \quad \frac{r_{\text{int}}}{r_{\text{ext}}} = \frac{f}{f+1} \quad \text{et} \quad \frac{r_{\text{ext}}^2 + r_{\text{int}}^2}{r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2} = \frac{(f+1)^2 + f^2}{(f+1)^2 - f^2} \tag{A.15}$$

$$\Rightarrow \hat{\sigma}_\theta = \rho V_{\theta \text{int}}^2 \frac{3+v}{4} \left(\frac{f+1}{f} \right)^2 \left[\left(\frac{1-v}{3+v} \right) \left(\frac{f}{f+1} \right)^2 + 1 \right] + P_i \frac{(f+1)^2 + f^2}{(f+1)^2 - f^2} \tag{A.16}$$

Les termes de contrainte par centrifugation et par pression interne peuvent être formuler respectivement par les relations suivantes :

$$(\hat{\sigma}_\theta)_{\text{centrifugation}} = \hat{\sigma}_\theta \omega = \rho V_{\theta \text{int}}^2 \frac{3+v}{4} \left(\frac{f+1}{f} \right)^2 \left[\left(\frac{1-v}{3+v} \right) \left(\frac{f}{f+1} \right)^2 + 1 \right] \tag{A.17}$$

$$(\hat{\sigma}_\theta)_{\text{pression interne}} = \hat{\sigma}_\theta P_i = P_i \frac{(f+1)^2 + f^2}{(f+1)^2 - f^2} \tag{A.18}$$

Il est alors possible de déterminer des contraintes adimensionnées dues à la centrifugation ou bien la pression interne. Les équations associées sont respectivement

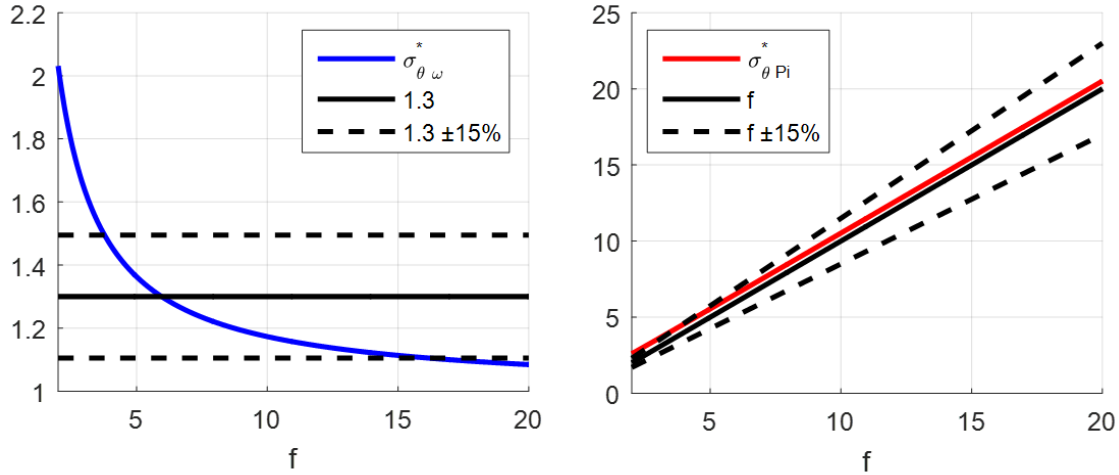


FIGURE A.2 – Valeurs des contraintes adimensionnelles dues à la centrifugation (gauche) et à la pression interne (droite) selon la finesse, avec leur approximation respective.

$$\hat{\sigma}_{\theta\omega}^*(f) = \frac{\hat{\sigma}_{\theta\omega}}{\rho V_{\theta\text{int}}^2} = \frac{3+v}{4} \left(\frac{f+1}{f} \right)^2 \left[\left(\frac{1-v}{3+v} \right) \left(\frac{f}{f+1} \right)^2 + 1 \right] \quad (\text{A.19})$$

$$\hat{\sigma}_{\theta Pi}^*(f) = \frac{\hat{\sigma}_{\theta Pi}}{P_i} = \frac{(f+1)^2 + f^2}{(f+1)^2 - f^2} \quad (\text{A.20})$$

Ainsi, la contrainte maximale dans l'anneau composite peut se résumer simplement par la relation (A.21), qui dépend des deux contraintes adimensionnées $\hat{\sigma}_{\theta\omega}^*$ et $\hat{\sigma}_{\theta Pi}^*$:

$$\hat{\sigma}_{\theta} = \hat{\sigma}_{\theta\omega}^*(f, v) * \rho V_{\theta\text{int}}^2 + \hat{\sigma}_{\theta Pi}^*(f) * P_i \quad (\text{A.21})$$

Si l'on assume que le coefficient de Poisson v est constant, les deux contraintes adimensionnelles $\hat{\sigma}_{\theta\omega}^*$ et $\hat{\sigma}_{\theta Pi}^*$ dépendent uniquement de la finesse f de l'anneau composite et elles peuvent être approximées sur une certaine plage de finesse. La contrainte adimensionnelle $\hat{\sigma}_{\theta\omega}^*$ due à la centrifugation peut être approximée à 1,3 lorsque $v = 0,3$ (carbone-PEEK) et la contrainte $\hat{\sigma}_{\theta Pi}^*$ adimensionnelle due à la pression interne équivaut environ à la finesse. Ces deux approximations sont valides à $\pm 15\%$ sur une plage de finesse allant de 3,8 à 16,2 (voir figure A.2), un plage pratique puisque les anneaux utilisés jusqu'à présent dans le projet présentent une finesse entre 6 et 7.

La contrainte tangentielle maximale peut donc être approximée par l'équation (A.22) à plus ou moins 15% dans notre situation :

$$\hat{\sigma}_{\theta} = 1,3 * \rho V_{\theta\text{int}}^2 + f * P_i \quad \text{pour } 3,8 < f < 16,2 \quad (\text{A.22})$$

A.3 Analogie de Reynolds, friction et conductance thermique

L'analogie de Reynolds modifiée tisse un lien entre le coefficient de friction et le nombre de Nusselt :

$$C_f \frac{Re_L}{2} = Nu_L Pr_L^{-1/3} \quad (A.23)$$

En remplaçant chaque terme par sa définition, il vient l'équation

$$\left(\frac{\tau_w}{0,5\rho V^2} \right) \left(\frac{\rho V D}{\mu} \right) / 2 = \left(\frac{hD}{k} \right) Pr^{-1/3} \quad (A.24)$$

Cette relation se simplifie alors en l'équation

$$\frac{\tau_w}{V\mu} = \frac{h}{k} Pr^{-1/3} \quad (A.25)$$

Il est alors possible de faire apparaître la force de friction aérodynamique en fonction de la conductance thermique de la surface d'échange (relation (A.29)), en multipliant la relation (A.25) par la superficie d'échange, puis d'en déduire la puissance de friction en multipliant la force de friction par la vitesse (relation (A.30)) :

$$S \left(\frac{\tau_w}{V\mu} \right) = S \left(\frac{h}{k} Pr^{-1/3} \right) \quad (A.26)$$

$$\rightarrow \frac{\tau_w S}{V\mu} = \frac{(hS)}{k} Pr^{-1/3} \quad (A.27)$$

$$\rightarrow \frac{F_{friction}}{V\mu} = \frac{(hS)}{k} Pr^{-1/3} \quad (A.28)$$

$$\Rightarrow F_{friction} = (hS) \frac{\mu}{k} V Pr^{-1/3} \quad (A.29)$$

$$P_{friction} = F_{friction} * V \Rightarrow P_{friction} = (hS) \frac{\mu}{k} V^2 Pr^{-1/3} \quad (A.30)$$

A.4 Refroidissement par film fluide (développement)

Dans le concept #2, le bon refroidissement de l'anneau composite nécessite un grand coefficient de convection sur la surface interne du système de refroidissement, comme présenté sur la figure A.3.

Afin de générer ce coefficient de convection, il faut que l'écoulement le long de la paroi atteigne un certain nombre de Reynolds. Cette valeur varie selon que l'écoulement soit laminaire ou turbulent, ou bien si un tampon isolant est utilisé sous les pales de la turbine. La relation utilisée pour un écoulement laminaire est $Nu_D = 0,664 Re_D^{0,5} Pr^{1/3}$ et celle utilisée pour un écoulement turbulent est $Nu_D = 0,037 Re_D^{0,8} Pr^{1/3}$. Plus le débit de refroidissement est grand, plus l'écoulement va rester froid et donc plus le coefficient de convection nécessaire sera faible.

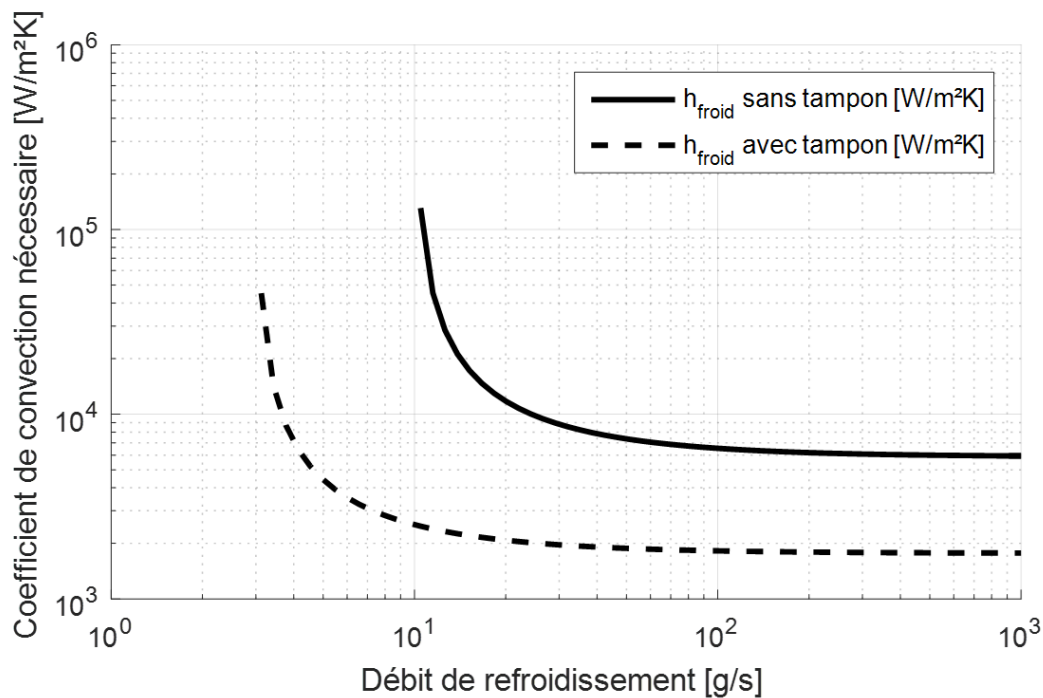


FIGURE A.3 – Coefficient de convection « froid » nécessaire à la protection de l’anneau composite.

Le nombre de Reynolds à atteindre est présenté dans la figure A.4. La relation laminaire est utilisable seulement pour un Reynolds inférieur à $\sim 500\,000$ et la relation turbulente est valable seulement au-delà de cette valeur. Ainsi, les résultats de la figure A.4 ne sont pas tous valables et la figure A.5 résume ceux qui le sont. Connaissant les conditions de l’écoulement froid et les dimensions de la surface à refroidir, il est possible de déduire la vitesse de l’écoulement nécessaire à atteindre pour protéger l’anneau composite. La figure A.6 présente cette vitesse.

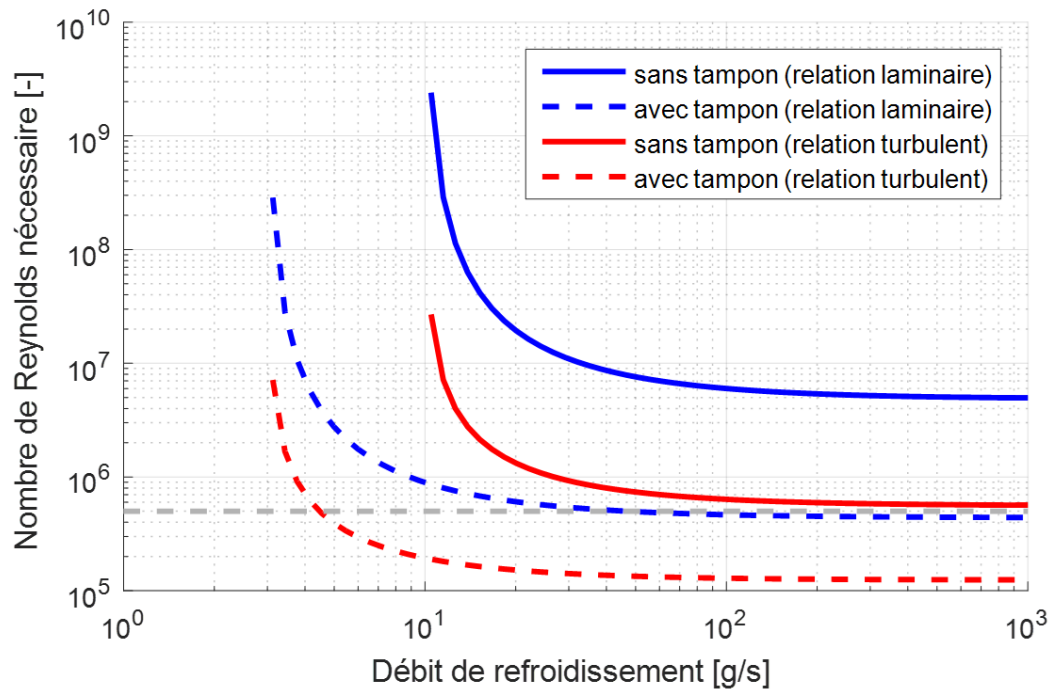


FIGURE A.4 – Nombre de Reynolds à atteindre selon le régime de l'écoulement et l'utilisation ou non de tampons isolants.

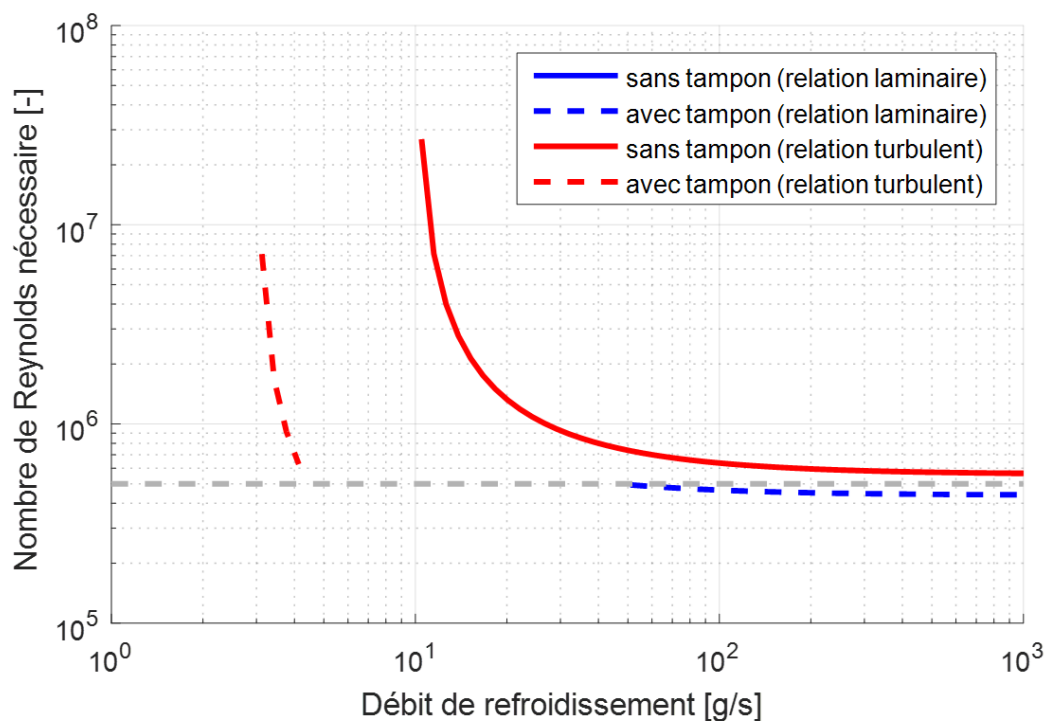


FIGURE A.5 – Nombre de Reynolds à atteindre selon l'utilisation ou non de tampons isolants (les valeurs impossibles sont filtrées).

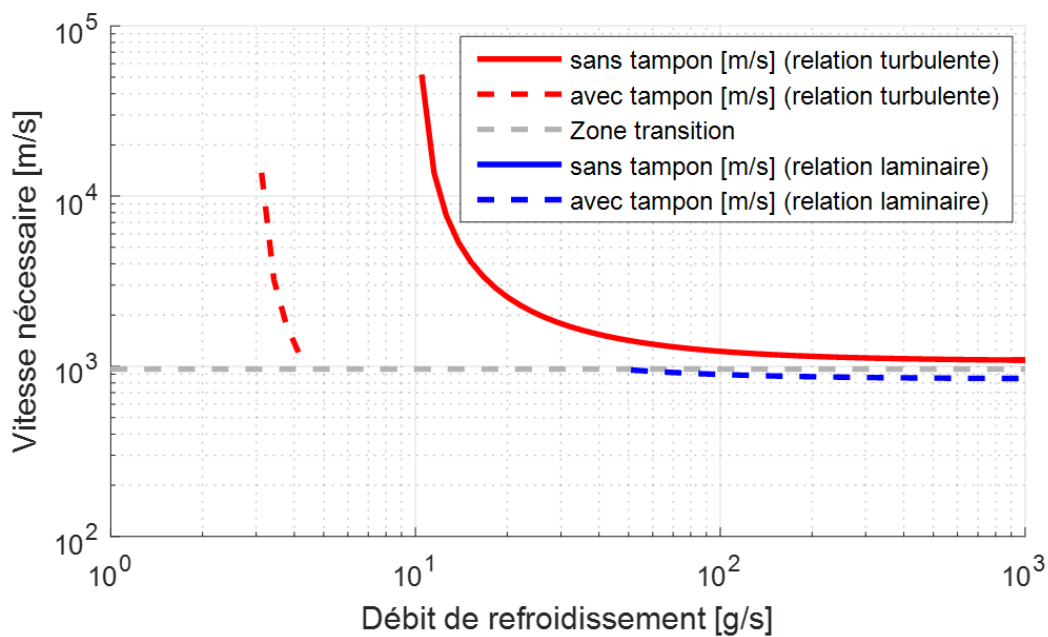


FIGURE A.6 – Vitesse de l'écoulement à atteindre pour protéger l'anneau composite.

A.5 Refroidissement par contre-flux (développement)

Cette annexe présente les calculs permettant d'évaluer la température du système de refroidissement par contre-flux et de l'air le traversant en fonction du rayon. Une représentation des flux de chaleur et des paramètres considérés est présentée dans la figure A.7.

Un premier bilan d'énergie intégrant conduction et convection est effectué pour le solide (relation (A.31)) et donne l'équation différentielle (A.34) :

$$Q_{c1} - Q_{c2} - Q_h = 0 \quad Q_h = h.S_h (T_m - T_f) \quad (A.31)$$

$$Q_{c1} - Q_{c2} = -dQ_c = -\left(\frac{dQ_c}{dr}\right) dr = -\left(\frac{d}{dr} \left(-k_m \frac{dT_m}{dr} A_m\right)\right) dr \quad (A.32)$$

$$\rightarrow k_m \frac{d^2 T_m}{dr^2} A_m dr - h.S_h (T_m - T_f) = 0 \quad S_h = p.dr \quad (A.33)$$

$$\Rightarrow \frac{d^2 T_m}{dr^2} - \frac{h.p}{k_m A_m} (T_m - T_f) = 0 \quad (A.34)$$

Un second bilan d'énergie intégrant la convection et le transport est effectué (relation (A.35)) et donne l'équation différentielle (A.39), qui peut prendre la forme (A.41) :

$$Q_{f1} - Q_{f2} + Q_h = 0 \quad Q_h = h.S_h (T_m - T_f) \quad (A.35)$$

$$Q_{f1} = \dot{m}.c_p T_f|_x \quad Q_{f2} = \dot{m}.c_p T_f|_{x+dx} \quad (A.36)$$

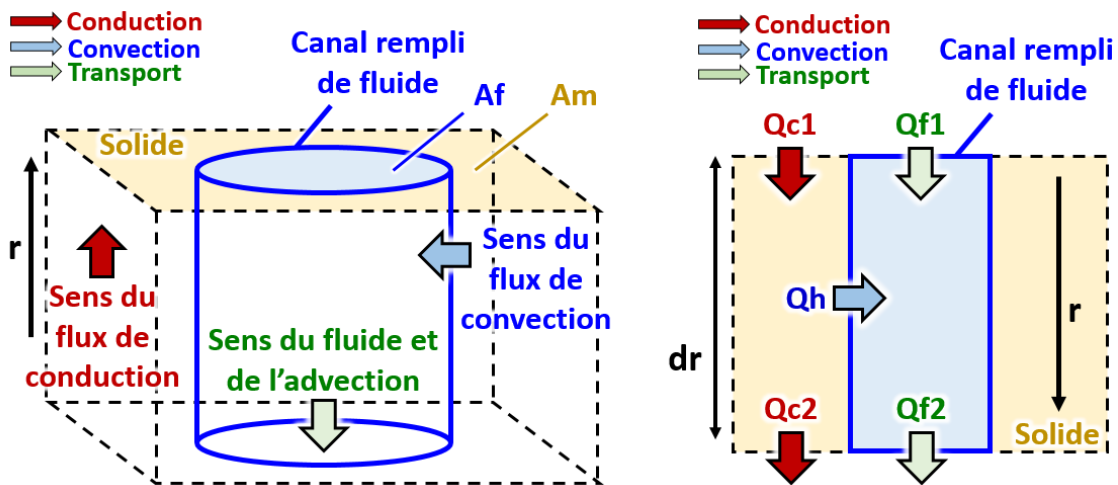


FIGURE A.7 – Différence entre le sens de circulation de la chaleur réel et celui considéré. Le sens de l'axe de référence utilisé pour le calcul (droite) est différent de l'axe réel (gauche).

$$\rightarrow Qf_1 - Qf_2 = \dot{m}.c_p \left(T_f|_x - T_f|_{x+dx} \right) = -\dot{m}.c_p dT_f \quad (\text{A.37})$$

$$S_h = p.dr \rightarrow Qh = h.p.dr (T_m - T_f) \quad (\text{A.38})$$

$$\Rightarrow Qf_1 - Qf_2 + Qh = -\dot{m}.c_p dT_f + h.p.dr (T_m - T_f) = 0 \quad (\text{A.39})$$

$$\rightarrow \frac{dT_f}{dr} - \frac{h.p}{\dot{m}.c_p} (T_m - T_f) = 0 \quad (\text{A.40})$$

$$\Rightarrow (T_m - T_f) = \frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \frac{dT_f}{dr} \quad \text{ou} \quad T_m = \left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \frac{dT_f}{dr} + T_f \quad (\text{A.41})$$

Cette relation (A.41) permet de déduire les dérivées première et seconde de la température dans le matériau solide (équations (A.42) et (A.43)) :

$$\rightarrow \frac{dT_m}{dr} = \left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \frac{d^2 T_f}{dr^2} + \frac{dT_f}{dr} \quad (\text{A.42})$$

$$\Rightarrow \frac{d^2 T_m}{dr^2} = \left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \frac{d^3 T_f}{dr^3} + \frac{d^2 T_f}{dr^2} \quad (\text{A.43})$$

Pour l'instant, les relations obtenues font toutes apparaître la température du matériau solide T_m et du fluide T_f . En injectant les équations (A.41) et (A.43) dans la relation (A.34), il est possible de faire apparaître l'équation différentielle (A.46) qui ne dépend plus que de la température du fluide T_f :

$$\left[\frac{d^2 T_m}{dr^2} \right] - \left(\frac{h.p}{k_m A_m} \right) [T_m - T_f] = \left[\left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \frac{d^3 T_f}{dr^3} + \frac{d^2 T_f}{dr^2} \right] - \left(\frac{h.p}{k_m A_m} \right) \left[\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \frac{dT_f}{dr} \right] = 0 \quad (\text{A.44})$$

$$\rightarrow \left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \frac{d^3 T_f}{dr^3} + \frac{d^2 T_f}{dr^2} - \left(\frac{\dot{m}.c_p}{h.p} \right) \left(\frac{h.p}{k_m A_m} \right) \frac{dT_f}{dr} = 0 \quad (\text{A.45})$$

$$\Rightarrow A \frac{d^3 T_f}{dr^3} + \frac{d^2 T_f}{dr^2} - AB \frac{dT_f}{dr} = 0 \quad \text{ou encore} \quad A \frac{d^2 T'_f}{dr^2} + \frac{dT'_f}{dr} - AB T'_f = 0 \quad (\text{A.46})$$

$$\text{avec } A = \frac{\dot{m}.c_p}{h.p}, \quad B = \frac{h.p}{k_m A_m} \quad \text{et} \quad T'_f = \frac{dT_f}{dr} \quad (\text{A.47})$$

Il est alors possible d'exprimer l'équation homogène de l'équation (A.46) (relation (A.48)) et d'en déduire la solution générale de T_f (relation (A.50)) :

$$aY'' + bY' + cY = 0 \quad \text{avec} \quad Y = \frac{dT_f}{dr}, a = A, b = 1 \quad \text{et} \quad c = -AB \quad (\text{A.48})$$

$$\Delta = b^2 - 4ac = 1^2 - 4A(-AB) = 1 + 4A^2B, \text{ donc } \Delta > 0 \text{ car } A \text{ et } B > 0 \quad (\text{A.49})$$

$$\Rightarrow \frac{dT_f}{dr} = \lambda e^{r_1 \cdot r} + \mu e^{r_2 \cdot r} \rightarrow T_f = \frac{\lambda e^{r_1 \cdot r}}{r_1} + \frac{\mu e^{r_2 \cdot r}}{r_2} + C_1 \quad (\text{A.50})$$

$$\text{avec } r_1 = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2a} \text{ et } r_2 = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} \quad (\text{A.51})$$

$$\text{soit } r_1 = \frac{-1 - \sqrt{\Delta}}{2A} \text{ et } r_2 = \frac{-1 + \sqrt{\Delta}}{2A} \quad (\text{A.52})$$

La solution générale de T_m et sa dérivée (relation (A.54) et (A.55)) peuvent maintenant être déduites en injectant la solution générale de T_f (relation (A.50)) dans l'équation (A.41) :

$$T_m = A \frac{dT_f}{dr} + T_f = A (\lambda e^{r_1 \cdot r} + \mu e^{r_2 \cdot r}) + \left(\frac{\lambda e^{r_1 \cdot r}}{r_1} + \frac{\mu e^{r_2 \cdot r}}{r_2} + C_1 \right) \quad (\text{A.53})$$

$$\Rightarrow T_m = e^{r_1 \cdot r} \lambda \left(A + \frac{1}{r_1} \right) + e^{r_2 \cdot r} \mu \left(A + \frac{1}{r_2} \right) + C_1 \quad (\text{A.54})$$

$$\Rightarrow \frac{dT_m}{dr} = e^{r_1 \cdot r} \lambda (Ar_1 + 1) + e^{r_2 \cdot r} \mu (Ar_2 + 1) \quad (\text{A.55})$$

Pour résoudre le profil de température dans le fluide T_f , on pose trois conditions limites. Dans le cas présent, on suppose que l'on connaît la température d'entrée du fluide, que l'anneau composite est adiabatique et que les conditions de convection à l'intérieur de la bague de refroidissement sont connues. Ceci permet de poser les trois équations suivantes :

$$CL\#1 : T_f(0) = T_{f\text{entrée}} \quad (\text{A.56})$$

$$CL\#2 : q_m''(0) = 0 \quad (\text{A.57})$$

$$CL\#3 : q_m(L) = q_b(L) \quad (\text{A.58})$$

La condition limite #1 permet d'exprimer C_1 selon les autres constantes grâce à la relation (A.50) :

$$CL\#1 : T_f(0) = \frac{\lambda e^{r_1 \cdot 0}}{r_1} + \frac{\mu e^{r_2 \cdot 0}}{r_2} + C_1 \Rightarrow CL\#1 : C_1 = T_{f\text{entrée}} - \left(\frac{\lambda}{r_1} + \frac{\mu}{r_2} \right) \quad (\text{A.59})$$

La condition limite #2 permet d'exprimer μ selon les autres constantes grâce à la relation (A.55) :

$$CL\#2 : \left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=0} = 0 \text{ avec } \frac{dT_m}{dr} = e^{r_1 \cdot r} \lambda (Ar_1 + 1) + e^{r_2 \cdot r} \mu (Ar_2 + 1) \quad (\text{A.60})$$

$$\rightarrow \left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=0} = \lambda (Ar_1 + 1) + \mu (Ar_2 + 1) = 0 \quad (\text{A.61})$$

$$\Rightarrow CL\#2 : \mu = -\lambda \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \quad (\text{A.62})$$

La condition limite #3 permet de déterminer la relation (A.68) :

$$CL\#3 : S_m q_m''(L) = S_b q_b''(L) \text{ avec } q_b''(L) = h_b \varepsilon_b (T_m(L) - T_\infty) \quad (\text{A.63})$$

$$S_m = S_b - S_f = S_b \left(1 - \frac{S_f}{S_b} \right) = S_b (1 - RS) \text{ avec } RS = \frac{S_f}{S_b} \quad (\text{A.64})$$

$$S_m q_m''(L) = S_b q_b''(L) \rightarrow q_m''(L) = \frac{S_b}{S_m} q_b''(L) = \frac{q_b''(L)}{1 - RS} \quad (\text{A.65})$$

$$q_b''(L) = h_b \varepsilon_b (T_m(L) - T_\infty) \rightarrow q_m''(L) = \frac{h_b \varepsilon_b (T_m(L) - T_\infty)}{1 - RS} = -k_m \left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=L} \quad (\text{A.66})$$

$$\rightarrow \left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=L} + \frac{h_b \varepsilon_b}{k_m (1 - RS)} (T_m(L) - T_\infty) = 0 \quad (\text{A.67})$$

$$\Rightarrow \left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=L} + D' (T_m(L) - T_\infty) = 0 \text{ avec } D' = \frac{h_b \varepsilon_b}{k_m (1 - RS)} \quad (\text{A.68})$$

L'équation (A.68) permet alors de s'approcher de λ en y injectant les relations (A.54) et (A.55), ce qui donne la relation (A.71) :

$$\left. \frac{dT_m}{dr} \right|_{r=L} + D' (T_m(L) - T_\infty) = 0 \quad (\text{A.69})$$

$$\begin{aligned} \rightarrow & \left[e^{r_1 \cdot L} \lambda (Ar_1 + 1) + e^{r_2 \cdot L} \mu (Ar_2 + 1) \right. \\ & \left. + D' \left[\left(e^{r_1 \cdot L} \lambda \left(A + \frac{1}{r_1} \right) + e^{r_2 \cdot L} \mu \left(A + \frac{1}{r_2} \right) + C_1 \right) - T_\infty \right] \right] = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.70})$$

$$\begin{aligned} & \lambda \left[e^{r_1 \cdot L} (Ar_1 + 1) + D' e^{r_1 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_1} \right) \right. \\ & \left. + \mu \left[e^{r_2 \cdot L} (Ar_2 + 1) + D' e^{r_2 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_2} \right) \right] + D' (C_1 - T_\infty) \right] = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.71})$$

La relation (A.71) peut ensuite être simplifiée grâce à l'équation (A.72) précédemment établie pour alléger la forme de λ (relation (A.75)) :

$$\mu = -\lambda \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \quad (\text{A.72})$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \lambda \left[e^{r_1 \cdot L} (Ar_1 + 1) + D' e^{r_1 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_1} \right) \right] \\ - \lambda \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \left[e^{r_2 \cdot L} (Ar_2 + 1) + D' e^{r_2 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_2} \right) \right] + D' (C_1 - T_\infty) = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.73})$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \lambda \left(\left[e^{r_1 \cdot L} (Ar_1 + 1) + D' e^{r_1 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_1} \right) \right] \right. \\ \left. - \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \left[e^{r_2 \cdot L} (Ar_2 + 1) + D' e^{r_2 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_2} \right) \right] + D' (C_1 - T_\infty) \right) = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.74})$$

$$\Rightarrow \lambda = \frac{-D' (C_1 - T_\infty)}{E} \quad (\text{A.75})$$

$$\begin{aligned} \text{avec } E = \left[e^{r_1 \cdot L} (Ar_1 + 1) + D' e^{r_1 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_1} \right) \right. \\ \left. - \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \left[e^{r_2 \cdot L} (Ar_2 + 1) + D' e^{r_2 \cdot L} \left(A + \frac{1}{r_2} \right) \right] \right] \end{aligned} \quad (\text{A.76})$$

L'équation (A.75) fait apparaitre la variable C_1 qui dépend de λ . Une dernière manipulation permet d'exprimer λ en fonction de constantes uniquement (relation (A.83)).

$$C_1 = T_{f\text{entrée}} - \left(\frac{\lambda}{r_1} + \frac{\mu}{r_2} \right) \rightarrow D' (C_1 - T_\infty) = D' \left(T_{f\text{entrée}} - \left(\frac{\lambda}{r_1} + \frac{\mu}{r_2} \right) - T_\infty \right) \quad (\text{A.77})$$

$$\mu = -\lambda \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \rightarrow D' (C_1 - T_\infty) = D' \left(T_{f\text{entrée}} - T_\infty - \left(\frac{\lambda}{r_1} - \frac{\lambda}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) \right) \quad (\text{A.78})$$

$$\rightarrow D' (C_1 - T_\infty) = D' \left(T_{f\text{entrée}} - T_\infty - \lambda \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) \right) \quad (\text{A.79})$$

$$\lambda = \frac{-D'}{E} (C_1 - T_\infty) = \frac{-D'}{E} \left(T_{f\text{entrée}} - T_\infty - \lambda \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) \right) \quad (\text{A.80})$$

$$\lambda = \frac{D'}{E} (T_\infty - T_{f\text{entrée}}) + \lambda \frac{D'}{E} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) \quad (\text{A.81})$$

$$\rightarrow \lambda - \lambda \frac{D'}{E} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) = \frac{D'}{E} (T_\infty - T_{f\text{entrée}}) \quad (\text{A.82})$$

$$\Rightarrow \lambda = \frac{D' (T_\infty - T_{f\text{entrée}})}{E \left[1 - \frac{D'}{E} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \frac{(Ar_1 + 1)}{(Ar_2 + 1)} \right) \right]} \quad (\text{A.83})$$

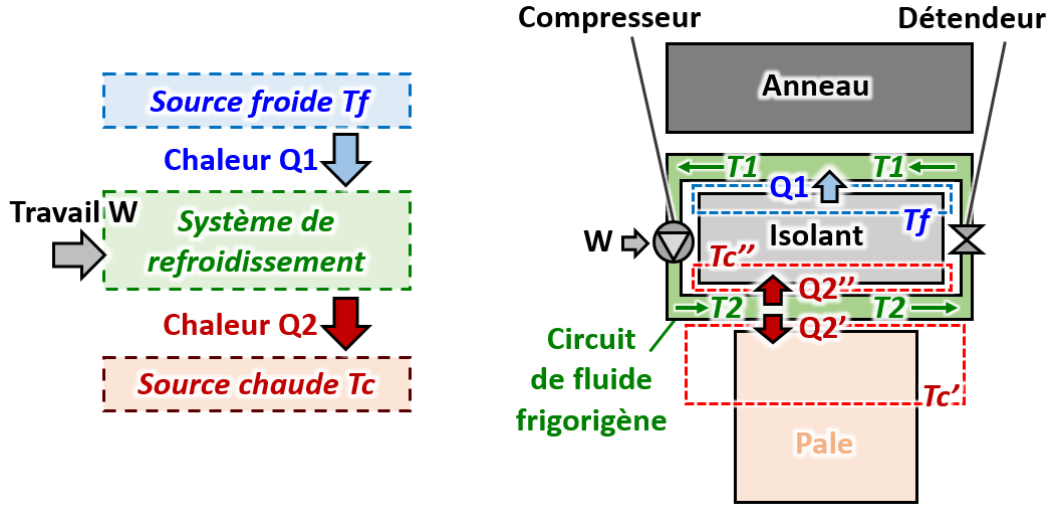


FIGURE A.8 – Rappel du principe de cycle thermodynamique (gauche) et concept proposé (droite).

A.6 Cycle thermodynamique (développement)

Le concept de refroidissement utilisant un cycle thermodynamique doit respecter deux conditions pour fonctionner en régime permanent. Cette annexe détaille les calculs ayant mené à cette information. La figure A.8 rappelle le principe et la géométrie du concept proposé.

Un bilan des flux thermiques et mécanique sur le fluide de refroidissement donne la relation

$$W + Q_1 = Q_2' + Q_2'' = Q_2 \text{ avec } Q_1 = Q_2'' \quad (\text{A.84})$$

En considérant les approximations $T_f = T_1$ et $T_c'' = T_2$, il vient la relation

$$Q_1 = Q_2'' = (T_2 - T_1) C_i \text{ et } Q_2' = (T_2 - T_c') C_g \quad (\text{A.85})$$

$$\text{avec } C_i = \frac{k_i}{e_i} S_i \text{ et } C_g = h_g S_g \quad (\text{A.86})$$

où e_i et k_i sont l'épaisseur et la conductivité thermique de l'isolant, S_i la surface radiale de l'isolant, h_g et S_g le coefficient de convection équivalent et la surface d'échange avec les gaz chauds. Pour simplifier l'estimation de la température T_2 en fonction des autres paramètres, le système est considéré comme réversible. La deuxième loi de la thermodynamique donne ainsi la relation

$$\Delta S_{\text{système}} = \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (\text{A.87})$$

On gardera en tête que la température T_2 obtenue n'est en fait qu'une approximation puisque le système de refroidissement n'a aucune raison d'être parfaitement réversible. Les équations (A.85) et (A.87) permettent, une fois fusionnées, de déterminer la valeur de T_2 (relation (A.94)) :

$$\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0 \rightarrow Q_1 = \frac{T_1}{T_2} Q_2 = \frac{T_1}{T_2} (Q_2' + Q_2'') \quad (\text{A.88})$$

$$Q_1 = Q_2'' = (T_2 - T_1)C_i \text{ et } Q_2' = (T_2 - T_c')C_g \quad (\text{A.89})$$

$$\rightarrow Q_2'' = \frac{T_1}{T_2} (Q_2' + Q_2'') \rightarrow Q_2'' \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) - \frac{T_1}{T_2} Q_2' = 0 \quad (\text{A.90})$$

$$\rightarrow Q_2'' \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) - Q_2' = 0 \rightarrow C_i(T_2 - T_1) \left(\frac{T_2 - T_1}{T_1}\right) - (T_2 - T_c')C_g = 0 \quad (\text{A.91})$$

$$\rightarrow \frac{C_i}{T_1} (T_2^2 + T_1^2 - 2T_2T_1) - (T_2 - T_c')C_g = 0 \quad (\text{A.92})$$

$$\rightarrow T_2^2 \left(\frac{C_i}{T_1}\right) + T_2(-2C_i - C_g) + (C_iT_1 + C_gT_c') = 0 \quad (\text{A.93})$$

$$\Rightarrow AT_2^2 + BT_2 + C = 0 \quad (\text{A.94})$$

$$\text{avec } A = \left(\frac{C_i}{T_1}\right), B = (-2C_i - C_g) \text{ et } C = (C_iT_1 + C_gT_c') \quad (\text{A.95})$$

Il est ainsi possible de déterminer les solutions de T_2 , à condition que le discriminant Δ (relation (A.96)) de l'équation quadratique (A.94) soit positif ou nul :

$$T_2 = \frac{-B \pm \sqrt{\Delta}}{2A} \text{ avec } \Delta = B^2 - 4AC \text{ et si } \Delta \geq 0 \quad (\text{A.96})$$

Il existe zéro, une ou deux solutions pour T_2 car le terme Q_1/T_1 de l'équation (A.87) évolue linéairement avec T_2 mais pas le terme Q_2/T_2 , comme indiqué par le jeu de relations

$$\Delta S_1 = \frac{Q_1}{T_1} = \frac{(T_2 - T_1)C_i}{T_1} \text{ et } -\Delta S_2 = \frac{Q_2}{T_2} = \frac{(T_2 - T_c')C_g + (T_2 - T_1)C_i}{T_2} \quad (\text{A.97})$$

La valeur de ces deux termes peut donc se « croiser » entre zéro et deux fois, comme montré dans la figure A.9. Sachant que le bilan d'entropie ne peut être respecté si le discriminant Δ est négatif, il est alors possible de déterminer la température de gaz chauds que ce concept de refroidissement ne peut dépasser s'il est toujours considéré comme réversible. Cette température maximale de gaz chauds $(T_c')_{\text{critique}}$ est présentée par l'équation (A.102) :

$$\Delta = B^2 - 4AC \text{ avec } A = \left(\frac{C_i}{T_1}\right), B = (-2C_i - C_g) \text{ et } C = (C_iT_1 + C_gT_c') \quad (\text{A.98})$$

$$\Delta > 0 \rightarrow (-2C_i - C_g)^2 - 4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)(C_iT_1 + C_gT_c') > 0 \quad (\text{A.99})$$

$$\rightarrow (-2C_i - C_g)^2 - 4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)C_iT_1 > 4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)C_gT_c' \quad (\text{A.100})$$

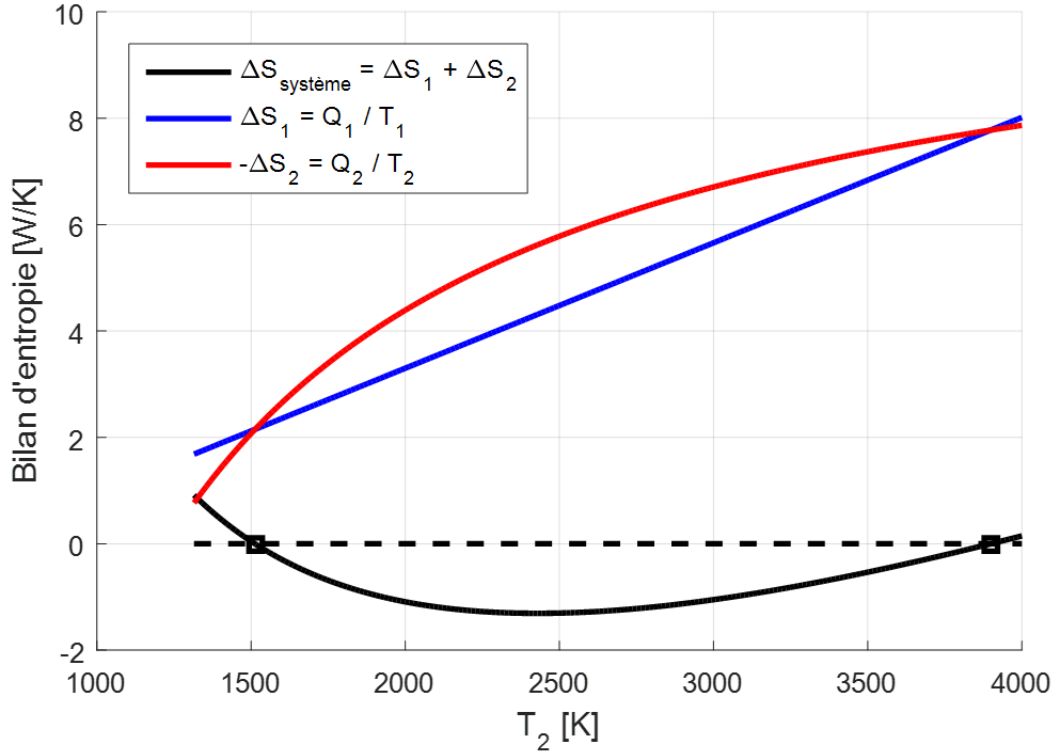


FIGURE A.9 – Bilan d'entropie pour une géométrie de système quelconque.

$$\rightarrow \frac{(-2C_i - C_g)^2 - 4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)C_iT_1}{4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)C_g} > T'_c \quad (\text{A.101})$$

$$\Rightarrow (T'_c)_{\text{critique}} = \frac{(-2C_i - C_g)^2}{4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)C_g} - \left(\frac{C_i}{C_g}\right)T_1 \quad (\text{A.102})$$

Une autre information intéressante est qu'il existe une température T_1 minimale en dessous de laquelle le système ne peut pas descendre. Cette valeur est à respecter afin que l'équation (A.94) puisse avoir une solution, c'est-à-dire que la deuxième loi de la thermodynamique soit respectée. La valeur de la température T_1 à respecter est alors définie par la relation (A.106) ou encore (A.107) :

$$\Delta = B^2 - 4AC \text{ avec } A = \left(\frac{C_i}{T_1}\right), B = (-2C_i - C_g) \text{ et } C = (C_iT_1 + C_gT'_c) \quad (\text{A.103})$$

$$\Delta > 0 \rightarrow (-2C_i - C_g)^2 - 4\left(\frac{C_i}{T_1}\right)(C_iT_1 + C_gT'_c) > 0 \quad (\text{A.104})$$

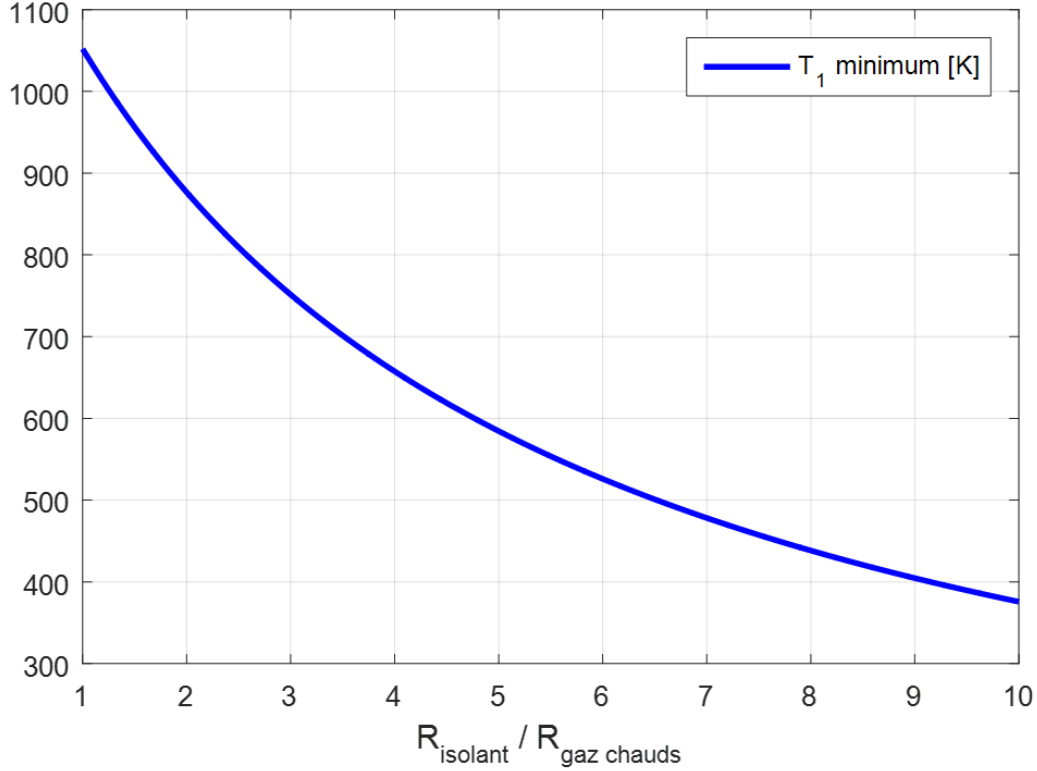


FIGURE A.10 – Impact du ratio des résistances thermiques sur la température T_1 minimum atteignable. Plus la résistance de l'isolant est grande, plus T_1 peut être petite.

$$\rightarrow (-2C_i - C_g)^2 - 4C_i^2 > 4C_i C_g \frac{T'_c}{T_1} \quad (\text{A.105})$$

$$\rightarrow T_1 > \frac{4C_i C_g T'_c}{(-2C_i - C_g)^2 - 4C_i^2} \rightarrow T_1 > \frac{T'_c (C_g/C_i)}{(0,5 (C_g/C_i) + 1)^2 - 1} \quad (\text{A.106})$$

$$\text{ou } T_1 > \frac{T'_c (R_i/R_g)}{(0,5 (R_i/R_g) + 1)^2 - 1} \quad (\text{A.107})$$

avec R_i et R_g les résistances thermiques liées à l'isolant et aux gaz chauds. L'équation (A.107) est tracée dans la figure A.10 et indique que plus la résistance de l'isolant est grande par rapport à la résistance des gaz chauds, plus T_1 peut être petite. Pour garder $T_1 < 500$ K, il faut donc respecter un ratio de résistances $R_i/R_g > 6,5$ par exemple.

A.7 Cycle paramagnétique (développement)

Le concept de refroidissement utilisant un matériau paramagnétique doit respecter une condition pour fonctionner correctement. Cette annexe détaille les calculs ayant mené à cette information.

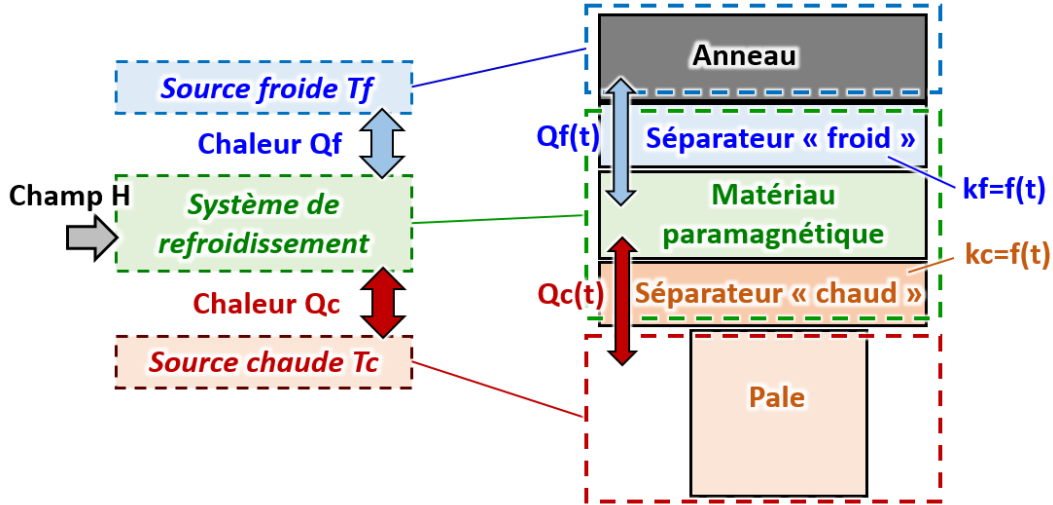


FIGURE A.11 – Rappel de la géométrie du concept avec matériau paramagnétique.

La figure A.11 rappelle le principe et la géométrie du concept proposé.

Des bilans des chaleurs échangées avec le matériau paramagnétique, la source chaude et la source froide fournissent les relations

$$Q_{C1} + Q_{f1} = Q_{C2} + Q_{f2} \quad [j] \quad (\text{A.108})$$

$$Q_{C1} = Q_{C2} \quad [j] \quad (\text{A.109})$$

$$Q_{f1} = Q_{f2} \quad [j] \quad (\text{A.110})$$

Les relations (A.109) et (A.110) équivalent respectivement aux équations (A.111) et (A.112) qui, une fois fusionnées, donnent la relation (A.113) :

$$q''_{c1} S_c \Delta t_1 = q''_{c2} S_c \Delta t_2 \rightarrow q''_{c1} \Delta t_1 = q''_{c2} \Delta t_2 \quad (\text{A.111})$$

$$q''_{f1} S_f \Delta t_1 = q''_{f2} S_f \Delta t_2 \rightarrow q''_{f1} \Delta t_1 = q''_{f2} \Delta t_2 \quad (\text{A.112})$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{q''_{c2}}{q''_{c1}} = \frac{q''_{f2}}{q''_{f1}} \quad (\text{A.113})$$

L'équation (A.113) donne une indication quant au « temps d'exposition » à respecter. Après quelques manipulations, cette même équation (A.113) permet d'obtenir la relation (A.118) qui est la condition à respecter pour que le système fonctionne :

$$q''_{c1} = \frac{T_1 - T_c}{e_c / k_{c1}} \quad q''_{c2} = \frac{T_c - T_2}{e_c / k_{c2}} \quad q''_{f1} = \frac{T_1 - T_f}{e_f / k_{f1}} \quad q''_{f2} = \frac{T_f - T_2}{e_f / k_{f2}} \quad (\text{A.114})$$

$$\rightarrow \frac{q_{c2}''}{q_{c1}''} = \left(\frac{T_c - T_2}{e_c/k_{c2}} \right) / \left(\frac{T_1 - T_c}{e_c/k_{c1}} \right) = \left(\frac{T_c - T_2}{T_1 - T_c} \right) \frac{k_{c2}}{k_{c1}} \quad (\text{A.115})$$

$$\rightarrow \frac{q_{f2}''}{q_{f1}''} = \left(\frac{T_f - T_2}{e_f/k_{f2}} \right) / \left(\frac{T_1 - T_f}{e_f/k_{f1}} \right) = \left(\frac{T_f - T_2}{T_1 - T_f} \right) \frac{k_{f2}}{k_{f1}} \quad (\text{A.116})$$

$$\frac{q_{c2}''}{q_{c1}''} = \frac{q_{f2}''}{q_{f1}''} \Rightarrow \left(\frac{T_c - T_2}{T_1 - T_c} \right) \frac{k_{c2}}{k_{c1}} = \left(\frac{T_f - T_2}{T_1 - T_f} \right) \frac{k_{f2}}{k_{f1}} \quad (\text{A.117})$$

$$\text{ou} \quad \left(\frac{T_1 - T_f}{T_1 - T_c} \right) \left(\frac{T_c - T_2}{T_f - T_2} \right) = \left(\frac{k_c}{k_f} \right)_1 \left(\frac{k_f}{k_c} \right)_2 > 1 \quad (\text{A.118})$$

$$\text{puisque } (T_1 - T_f) > (T_1 - T_c) \text{ et } (T_c - T_2) > (T_f - T_2). \quad (\text{A.119})$$

A.8 Centrifugation fluide, résultats des FEA

Une simulation thermique par éléments finis a été effectuée pour déterminer l'impact du coefficient de convection du liquide sur la température de la paroi latérale de la bague et donc de l'anneau composite. La géométrie simulée est une cavité de 6,4 mm de hauteur dont les dimensions sont adaptées au moteur de 240 kW. Les deux parois internes verticales de la cavité ont été séparées en cinq zones afin d'y imposer une température de convection différente sur chacune, allant de 600 à 1000 K pour représenter le gradient thermique dans le fluide (figure A.12).

La géométrie a été simulée avec des valeurs de convection interne dans la cavité allant de 10 à 10^5 W/m²K. Lorsque la convection fluide est très froide, l'anneau composite tend vers la température du flot principal qui entoure les pales de la turbine, c'est-à-dire 1313 K (voir figure A.13). À l'inverse, l'anneau tend vers 500 K lorsque la convection fluide est très violente. Les résultats de la simulation indiquent qu'un coefficient de convection liquide d'au moins $\sim 1,0 \times 10^4$ W/m²K est nécessaire pour maintenir l'anneau composite en dessous de 620 K (figure A.14).

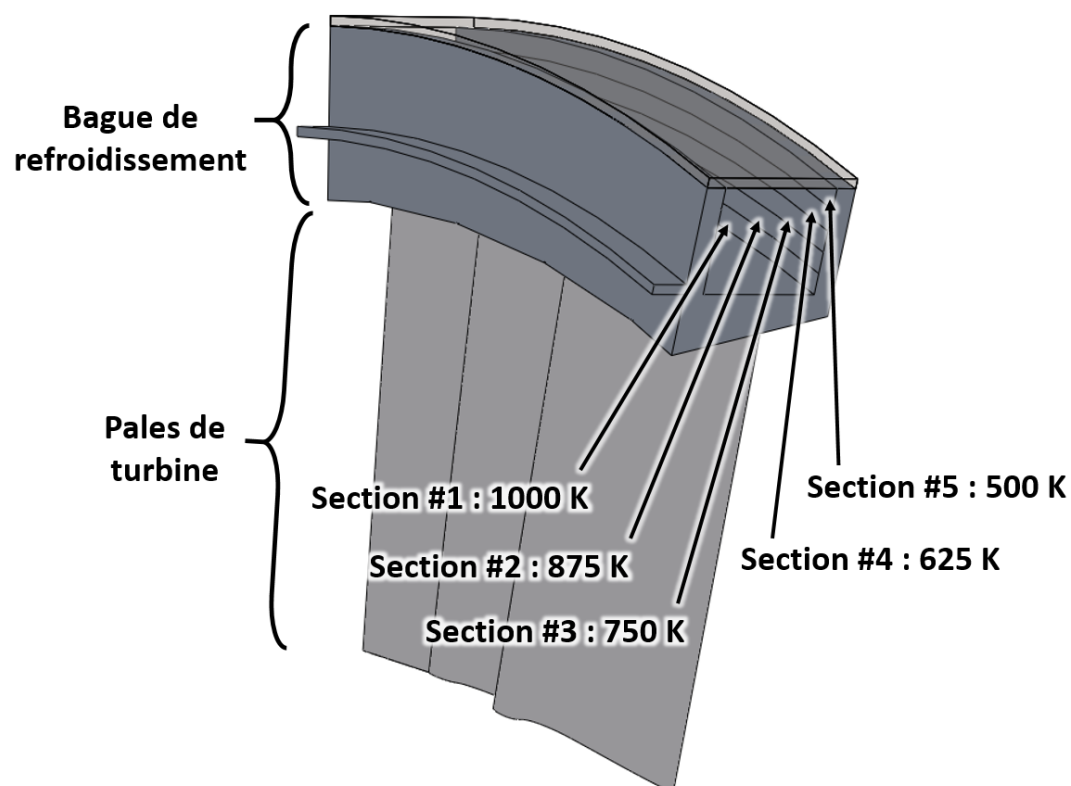


FIGURE A.12 – Géométrie simulée avec découpage des deux surfaces internes verticales.

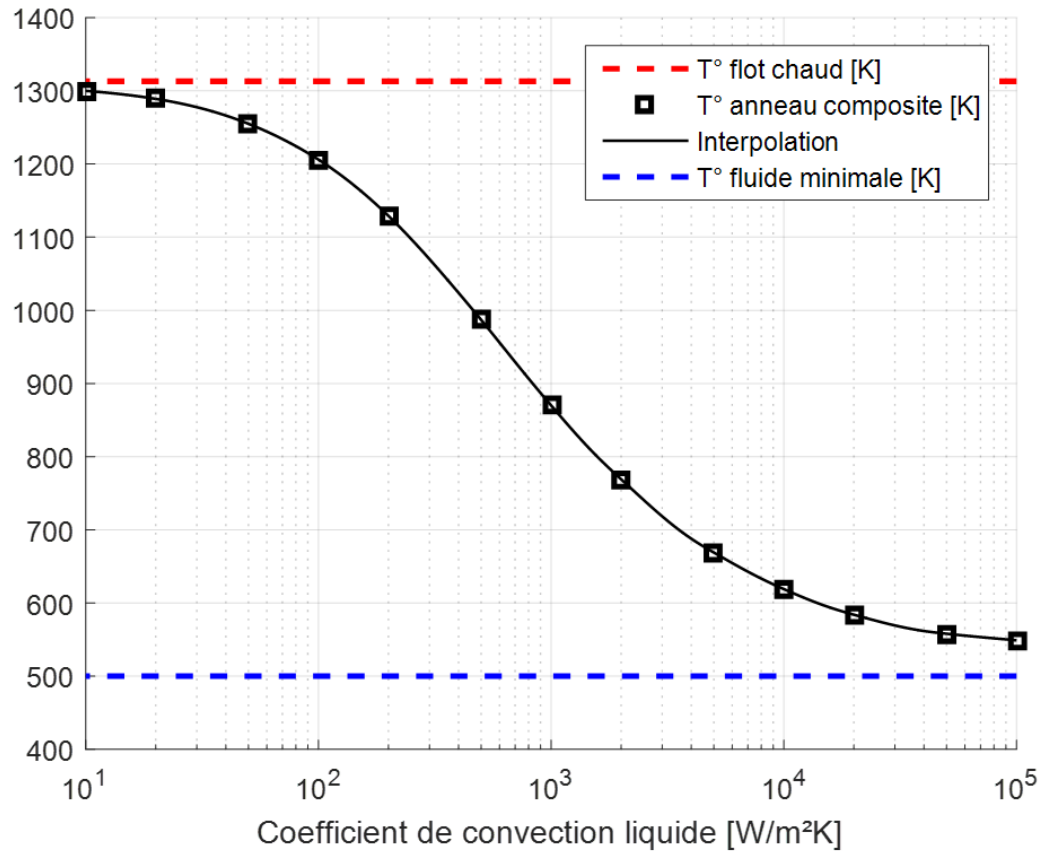


FIGURE A.13 – Température de l’anneau composite en fonction du coefficient de convection du liquide sur les parois internes de la cavité.

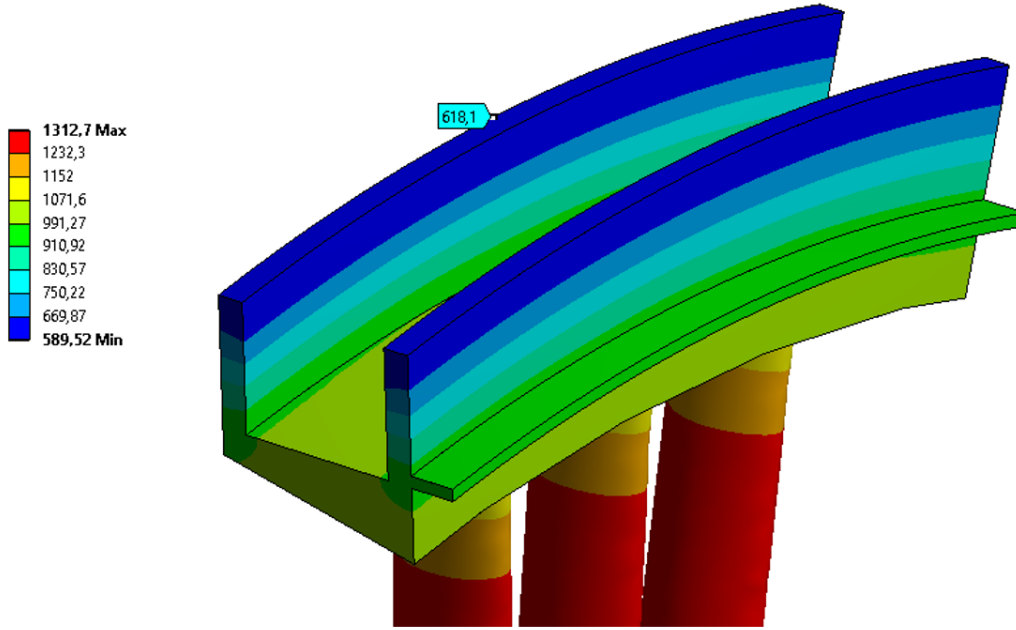


FIGURE A.14 – Champ de température (K) lorsque $h = 10\,000\text{ W/m}^2\text{K}$.

A.9 Corps fin soumis à deux conditions de convection différentes

Soit un corps fin et long, soumis à de la conduction ainsi qu'à une condition de convection sur un côté et une condition de convection différente de l'autre côté. Le bilan d'énergie sur un élément de longueur dx , comme indiqué sur la figure A.15, donne ainsi les relations suivantes :

$$q_c(x) - q_c(x + dx) + q_{h2} + q_{h1} = 0 \quad \rightarrow \quad -d(q_c) + q_{h2} + q_{h1} = 0 \quad (\text{A.120})$$

$$q_c = -A_c k \frac{dT}{dx} \quad \text{et} \quad q_{hi} = h_i S_{hi} (T_i - T) \quad (\text{A.121})$$

$$\rightarrow d\left(A_c k \frac{dT}{dx}\right) + h_1 S_{h1} (T_1 - T) + h_2 S_{h2} (T_2 - T) = 0 \quad (\text{A.122})$$

$$A_c = e * W \quad \text{et} \quad S_h = dx * W \quad (\text{A.123})$$

$$\rightarrow d\left(ek \frac{dT}{dx}\right) + h_1 (T_1 - T) dx + h_2 (T_2 - T) dx = 0 \quad (\text{A.124})$$

$$\rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{h_1}{ek} (T_1 - T) + \frac{h_2}{ek} (T_2 - T) = 0 \quad (\text{A.125})$$

Si l'on pose une nouvelle variable T_m telle que décrite par la relation (A.126), c'est à dire une

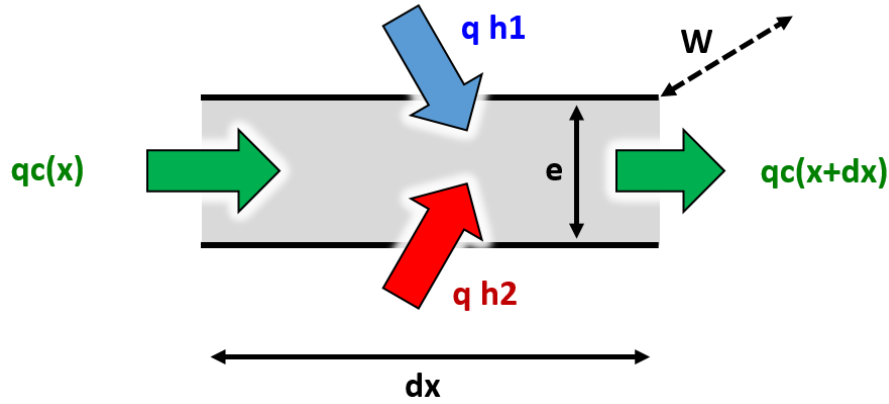


FIGURE A.15 – Bilan d'énergie sur l'élément infinitésimal d'une ailette.

température moyenne pondérée par les coefficients de convection, il est alors possible de combiner les deux termes de convection de l'équation différentielle (A.125) :

$$T_m = \frac{T_1 h_1 + T_2 h_2}{h_1 + h_2} \quad (\text{A.126})$$

$$\rightarrow T_1 = \frac{T_m(h_1 + h_2) - T_2 h_2}{h_1} \quad \text{et} \quad T_2 = \frac{T_m(h_1 + h_2) - T_1 h_1}{h_2} \quad (\text{A.127})$$

Il suffit alors d'injecter cette dernière équation dans la relation différentielle (A.125) pour l'alourdir temporairement, puis la simplifier :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{h_1}{ek} \left(\frac{T_m(h_1 + h_2) - T_2 h_2}{h_1} - T \right) + \frac{h_2}{ek} \left(\frac{T_m(h_1 + h_2) - T_1 h_1}{h_2} - T \right) = 0 \quad (\text{A.128})$$

$$\rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{1}{ek} (T_m(h_1 + h_2) - T_2 h_2 - T h_1) + \frac{1}{ek} (T_m(h_1 + h_2) - T_1 h_1 - T h_2) = 0 \quad (\text{A.129})$$

$$\rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(T_m - \frac{T_2 h_2}{h_1 + h_2} - \frac{T h_1}{h_1 + h_2} \right) + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(T_m - \frac{T_1 h_1}{h_1 + h_2} - \frac{T h_2}{h_1 + h_2} \right) = 0 \quad (\text{A.130})$$

$$\rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(T_m - \frac{T_2 h_2}{h_1 + h_2} - \frac{T h_1}{h_1 + h_2} \right) + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(T_m - \frac{T_1 h_1}{h_1 + h_2} - \frac{T h_2}{h_1 + h_2} \right) = 0 \quad (\text{A.131})$$

$$\rightarrow \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(T_m - \frac{T_2 h_2}{h_1 + h_2} - \frac{T h_1}{h_1 + h_2} + T_m - \frac{T_1 h_1}{h_1 + h_2} - \frac{T h_2}{h_1 + h_2} \right) = 0 \quad (\text{A.132})$$

$$\rightarrow \frac{d^2T}{dx^2} + \frac{h_1 + h_2}{ek} \left(2T_m - \frac{T_2h_2 + T_1h_1}{h_1 + h_2} - \frac{Th_1 + Th_2}{h_1 + h_2} \right) = 0 \quad (\text{A.133})$$

$$\frac{T_2h_2 + T_1h_1}{h_1 + h_2} = T_m \Rightarrow \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h_1 + h_2}{ek} (T - T_m) = 0 \quad (\text{A.134})$$

Il se trouve qu'une ailette soumise à un coefficient de convection h_∞ et à une température ambiante T_∞ respecte l'équation différentielle (A.135). En faisant l'analogie avec la relation (A.134), il apparaît clairement qu'une ailette soumise à deux conditions de convection différentes respecte la relation classique d'une ailette (équation (A.135)), sauf que le coefficient de convection équivalent est la moyenne des deux coefficients de convection et que la température ambiante équivalente est la moyenne des deux températures d'échanges pondérée par les coefficients de convection (relations (A.137)).

$$\text{Ailette classique : } \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{2h}{ek} (T - T_\infty) = 0 \quad (\text{A.135})$$

$$\text{Ailette double : } \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h_1 + h_2}{ek} (T - T_m) = 0 \quad (\text{A.136})$$

$$\text{Analogie : } T_\infty = T_m = \frac{T_1h_1 + T_2h_2}{h_1 + h_2} \quad \text{et} \quad h = \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (\text{A.137})$$

A.10 Pertes de performances de refroidissement en entrée des canaux

En entrée des canaux, le débit de refroidissement est injecté sur une hauteur plus petite que la hauteur totale des canaux, comme montré dans la figure A.16. En supposant que l'angle du jet est constant jusqu'à atteindre les parois haute et basse du canal, il est possible de déduire la hauteur ainsi que le diamètre hydraulique du jet selon la position dans le canal. Le nombre de Reynolds peut alors être déduit (voir figure A.17). Le nombre de Reynolds est environ cinq fois plus grand en entrée car il est inversement proportionnel au périmètre de la section de jet qui lui est plus petit en entrée :

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\mu p} \quad \text{avec} \quad \rho V = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{et} \quad D_h = \frac{4A}{p} \quad (\text{A.138})$$

avec Re le nombre de Reynolds, ρ la masse volumique du jet, V sa vitesse, D_h son diamètre hydraulique, \dot{m} le débit massique, A la section de passage du jet et p le périmètre mouillé. La discontinuité dans la valeur du diamètre hydraulique à la fin de sa courbe est due au fait que les parois haute et basse du canal ne sont pas considérées comme « mouillées », jusqu'au moment où le jet les atteint. Comme la valeur du diamètre hydraulique change brusquement à la fin du jet, les autres courbes présentent aussi cette discontinuité puisqu'elles sont exprimées en fonction du diamètre hydraulique.

En négligeant les effets d'entrée (leur impact est présenté dans le chapitre 4 de cette thèse) et en considérant que chaque « tranche » de canal voit un écoulement établi, il devient possible de

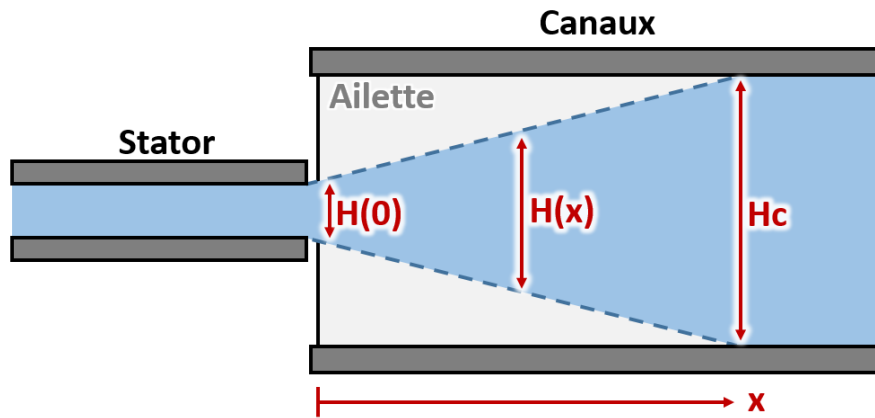


FIGURE A.16 – Surface de l’ailette recouverte par le flot d’air frais.

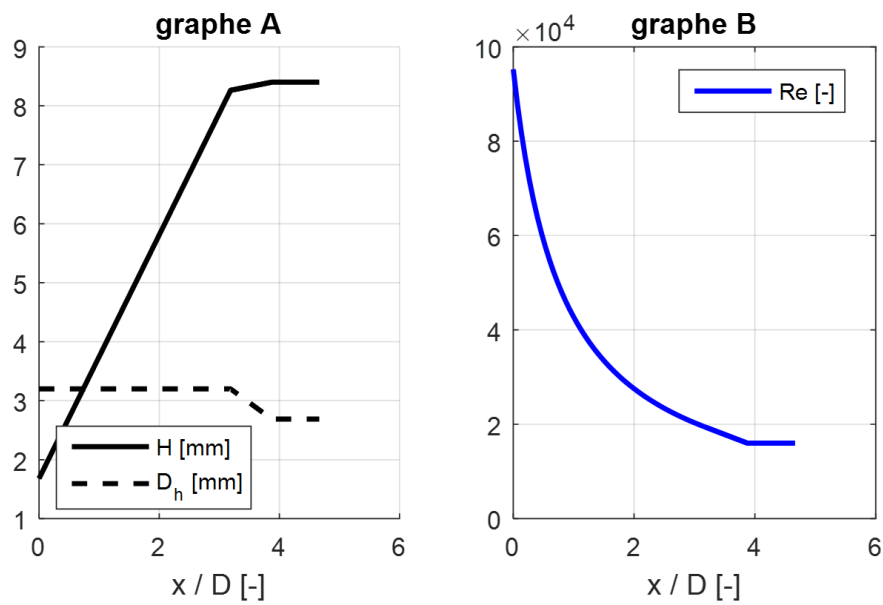


FIGURE A.17 – Dimensions (graphe A) et nombre de Reynolds (graphe B) selon la position dans le canal.

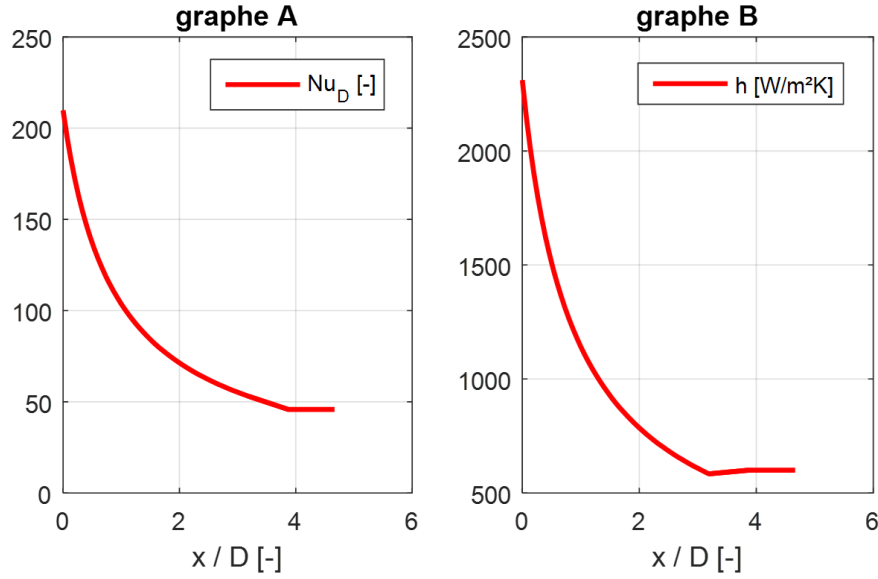


FIGURE A.18 – Nusselt (graphe A) et coefficient de convection (graphe B) selon la position dans le canal.

déduire le Nusselt ainsi que le coefficient de convection local en appliquant une relation pour un écoulement interne turbulent et développé

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{avec} \quad Nu_D = \frac{hD_h}{k_{air}} \quad (A.139)$$

où Nu_D est le nombre de Nusselt, f le facteur de friction, Re_D le nombre de Reynolds, Pr le nombre de Prandtl, h le coefficient de convection, D_h le diamètre hydraulique des canaux et k_{air} la conductivité thermique du jet. Les résultats montrés dans la figure A.18 indiquent un coefficient de convection nettement plus grand en entrée des canaux. Une relation pour écoulement établi a volontairement été utilisée, malgré la présence d'un écoulement non établi, afin de pouvoir comparer séparément l'impact de l'effet d'entrée et l'impact d'une surface mouillée (d'ailette) plus petite. Utiliser une corrélation pour écoulement établi revient ici à sous-estimer le coefficient de convection.

Cependant, la performance d'une ailette est proportionnelle au coefficient d'ailette $\sqrt{\frac{2h}{ke}} * H$. Ainsi, pour conserver la même performance quelle que soit la hauteur du jet, il faut que le coefficient de convection dans le canal soit égal au coefficient $h_{isoperf}$ tel que décrit dans la relation

$$\left(\sqrt{\frac{2h}{ke}} * H \right)_{isoperf} = \sqrt{\frac{2h(\infty)}{ke}} * H(\infty) \rightarrow h_{isoperf} = \sqrt{\frac{H(\infty)}{H}} h(\infty) \quad (A.140)$$

avec $H(\infty)$ et $h(\infty)$ la hauteur et le coefficient de convection de l'écoulement lorsque le jet couvre toute la hauteur du canal. La comparaison de ce coefficient à respecter et du coefficient réel, montrée dans la figure A.19, indique que le coefficient réel est environ cinq fois trop petit pour maintenir la performance de l'ailette convenablement.

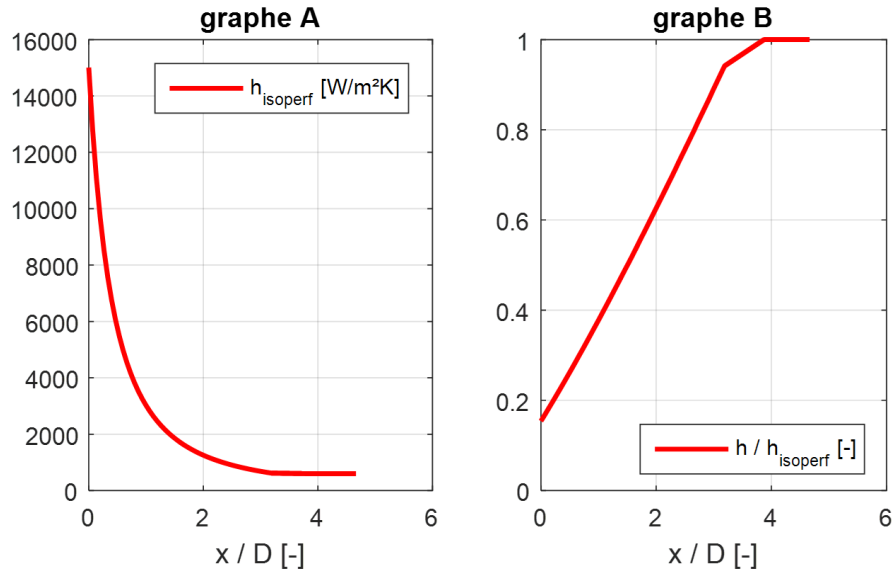


FIGURE A.19 – Coefficient $h_{isoperf}$ (graphe A) et ratio $h/h_{isoperf}$ (graphe B) selon la position dans le canal.

Ces résultats ont été obtenus pour une hauteur de canaux de 8,4 mm, ce qui correspond à 30% de la hauteur de pale d'un moteur de 240 kW et pour un jet d'entrée ayant une hauteur de seulement 20% de la hauteur des canaux. Cela correspond à un pire cas et le manque de coefficient convection pour maintenir la performance de refroidissement affecte l'entrée sur une longueur d'environ quatre diamètres. Pour des canaux plus petits que 8,4 mm ou bien un ratio de hauteur plus grand que 20%, le manque de convection affectera le canal sur une distance plus faible que quatre diamètres. Il est démontré dans le chapitre 4 de la thèse que le développement des couches limites vient compenser cet effet négatif.

A.11 Détails de la simulation CFD pour l'entrée des canaux

L'entrée des canaux de refroidissement est soumise à deux phénomènes. Le premier est le fait que le jet n'est pas de la même hauteur que le canal. Comme la surface « mouillée » par le jet est plus petite que la hauteur totale du canal, il y a une perte de performances des ailettes au début des canaux. Le second phénomène est appelé le « phénomène de région d'entrée » : dû aux grands gradients de vitesse en entrée, le coefficient de convection est plus fort au début d'un canal ou d'une paroi. Comme le premier phénomène réduit la performance de l'ailette et que le second l'augmente, une simulation CFD a été menée afin de savoir si la partie de l'anneau situé au-dessus du début des canaux est protégée convenablement.

Le domaine simulé, montré dans la figure A.20, correspond au volume occupé par l'air pour un seul canal. Afin de connaître la température dans la paroi des canaux, une épaisseur de paroi correspondante à la géométrie réelle est aussi simulée, avec une conductivité équivalente à celle de l'Inconel® 718. La température et le débit en entrée sont imposés ainsi que la pression en sortie du canal. Un ratio de hauteur de 20% entre l'injecteur et le canal est simulé ici (voir figure A.21).

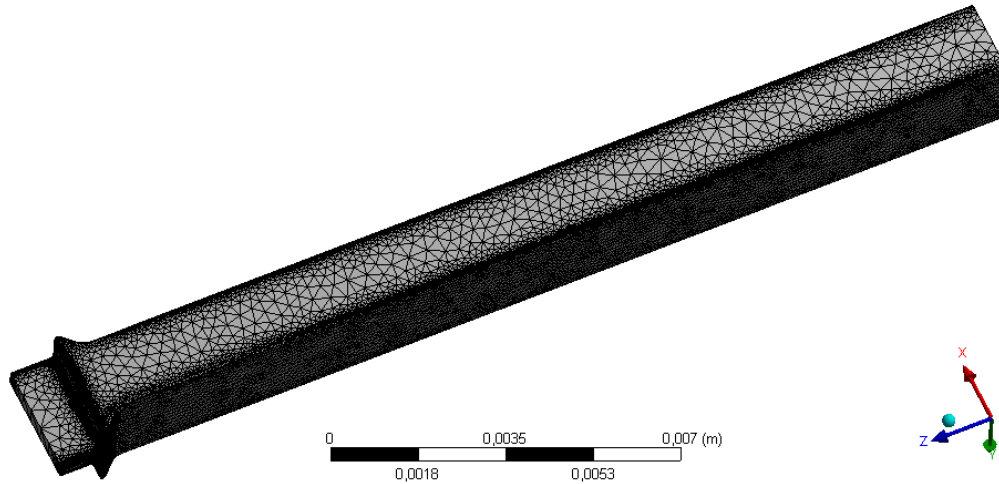


FIGURE A.20 – Volume simulé et maillage associé.

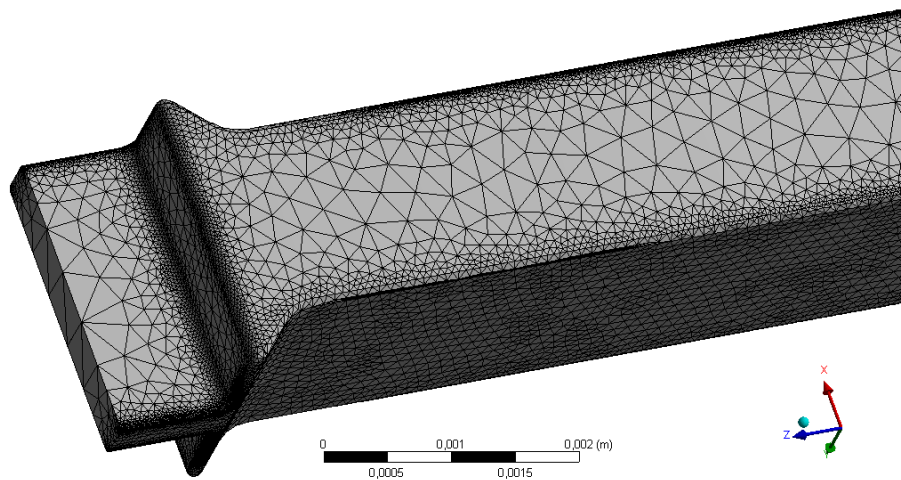


FIGURE A.21 – Détails de la géométrie d'injection. Le ratio est de hauteur est de 20%.

L'écoulement entre à 420 K et environ 290 m/s. La température de la paroi inférieure du canal est imposée à 700 K pour représenter la présence de l'écoulement chaud. Afin d'économiser du temps de calcul, seulement un tiers de la longueur du canal a été simulée. Un raffinement a été effectué dans les zones d'intérêt, à savoir les parois d'échange et la zone d'injection. Le raffinement appliqué est suffisant puisque les coefficients de convection observés en sortie du canal sont identiques aux valeurs obtenues en utilisant des corrélations.

Le logiciel utilisé pour cette CFD est ANSYS® Fluent® et le modèle sélectionné est celui de Spalart-Allmaras, qui utilise des sous-modèles aux parois lorsque le maillage n'est pas assez fin. Le modèle Spalart-Allmaras est un modèle à une équation. Il a été conçu spécialement pour des applications aéronautiques impliquant des écoulements confinés et il est souvent utilisé en

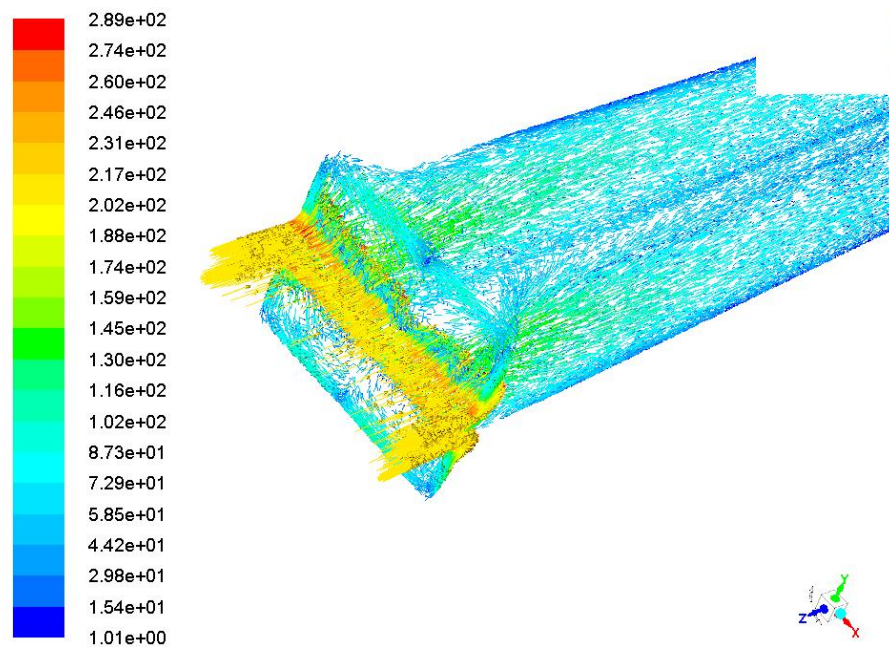


FIGURE A.22 – Distribution de vitesse en entrée des canaux.

conception de turbomachines. Dans ANSYS® Fluent®, ce modèle a été modifié pour pouvoir fonctionner malgré une résolution de maillage pariétal qui n'est pas très fine. Dans ce cas, le modèle fournit tout de même des valeurs cohérentes de coefficient de friction et de convection.

Les résultats montrent une décélération de l'air lors de son entrée dans le canal, comme anticipé (voir figure A.22, A.23 et A.24). Une telle géométrie d'injection génère de fortes vitesses proches du centre des parois latérales en entrée. Cela amène des gradients de vitesse très forts dans cette zone, ce qui génère de grands coefficients de convection localement, comme montré dans la figure A.25. Il en résulte que la performance de canaux de refroidissement est meilleure en entrée, ce qui engendre une température plus faible en haut des parois des canaux au niveau de la région d'entrée, comme montrée dans la figure A.26. L'effet est couplé au fait que le débit de refroidissement est plus frais en entrée qu'en sortie des canaux.

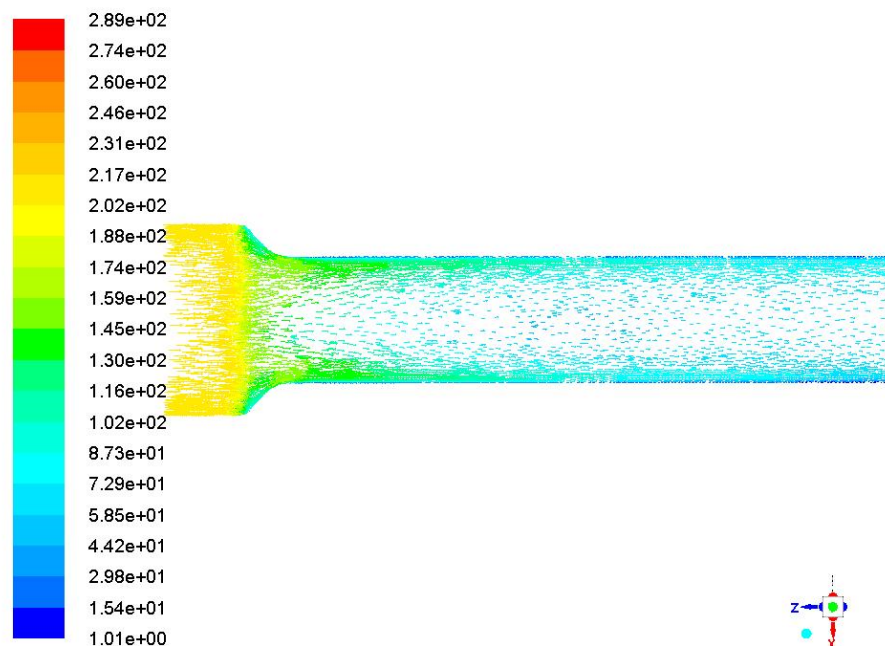


FIGURE A.23 – Distribution de vitesse en entrée des canaux sur le plan XZ, ce qui correspond à une « vue du dessus » des canaux.

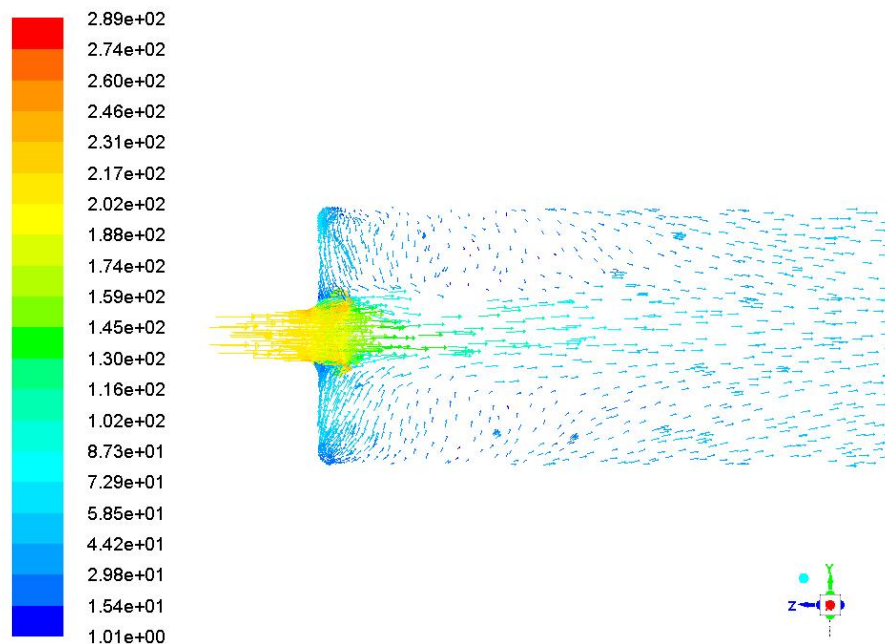


FIGURE A.24 – Distribution de vitesse en entrée des canaux sur le plan YZ, ce qui correspond à une « vue du côté » des canaux

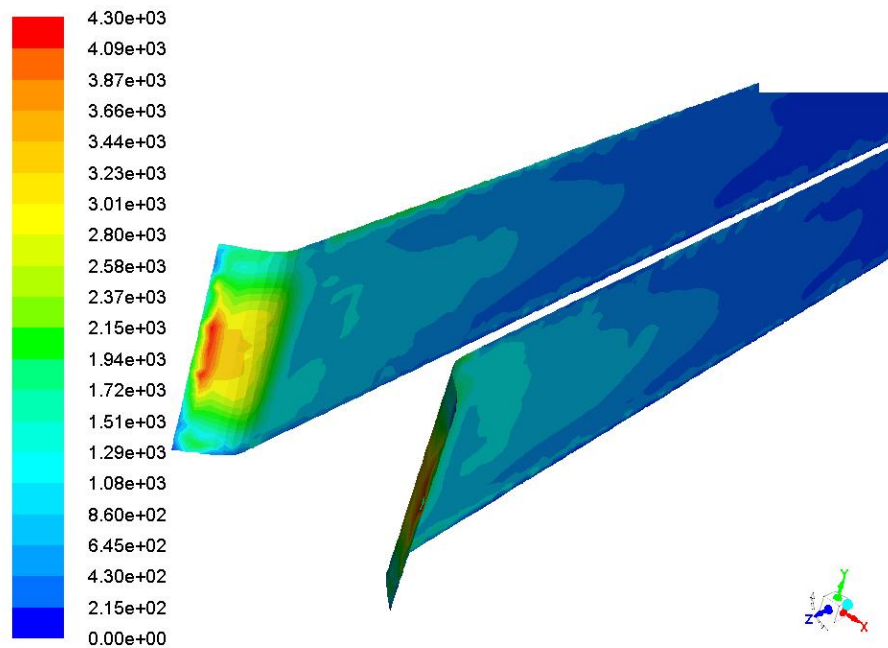


FIGURE A.25 – Coefficient de convection appliqué aux parois des canaux.

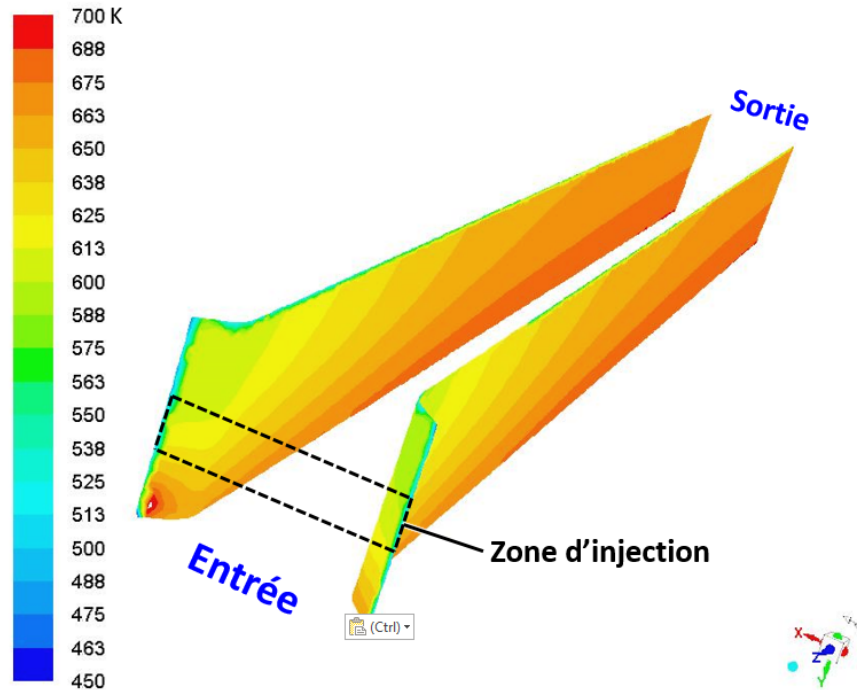


FIGURE A.26 – Distribution de température dans les parois des canaux. L'anneau composite est mieux protégé dans la région d'entrée.

A.12 Relation entre le débit de refroidissement et la hauteur des ailettes

Dans cette section, une étude analytique est effectuée avec les nombres de Nusselt et Reynold et le coefficient d'ailette pour relier le débit massique de refroidissement à la géométrie des ailettes. D'abord, les nombres de Nusselt et de Reynolds sont définis :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} \quad (A.141)$$

$$Re_D = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (A.142)$$

Ensuite, le diamètre hydraulique est lié à la hauteur des ailettes H par la relation

$$D_h = \frac{4A}{p} = \frac{4Hl}{2(H+l)} = 2 \frac{Hl}{(H+l)} \quad (A.143)$$

Le débit massique est également lié à la hauteur des ailettes H par la relation

$$\dot{m} = n \rho V A_1 = n \rho V H l \quad (A.144)$$

Le nombre de Reynolds peut alors être exprimé en fonction du débit massique de refroidissement (relation (A.145)) en injectant les équations (A.143) et (A.144) dans la relation (A.142) :

$$Re_D = \frac{\rho V D_h}{\mu} = 2 \frac{\dot{m}}{n(H+l)\mu} \quad (A.145)$$

Injecter cette dernière définition du nombre de Reynolds dans celle du nombre de Nusselt (équation (A.141)) conduit à une relation entre la convection, le débit massique de refroidissement et la hauteur des ailettes (équation (A.148)) :

$$Nu_D = 0,023 \left(\frac{2\dot{m}}{n\mu(H+l)} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (A.146)$$

$$\rightarrow h = \frac{k Nu_D}{D_h} = 0,023 k \left(\frac{2\dot{m}}{n\mu(H+l)} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \frac{(H+l)}{2Hl} \quad (A.147)$$

$$\Rightarrow h = 0,023 k \left(\frac{2\dot{m}}{n\mu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \frac{(H+l)^{0,2}}{2Hl} \quad (A.148)$$

En raison de la faible puissance appliquée au terme $(H+l)$, la relation peut être simplifiée sur la plage sélectionnée, ce qui donne la relation (A.150) :

$$2mm \leq H \leq 10mm \rightarrow (H+l)^{0,2} \approx 0,3 - 0,4 \approx 0,35 \approx cst \quad (A.149)$$

$$\Rightarrow h \approx 0,023 k \left(\frac{2\dot{m}}{n\mu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \frac{0,35}{2Hl} \propto \dot{m}^{0,8} * H^{-1} \quad (A.150)$$

Enfin, la relation entre le débit massique de refroidissement \dot{m} , le coefficient d'ailette m et la hauteur des ailettes H peut apparaître (relation (A.152)) :

$$(m * H) = \sqrt{\frac{2h}{ke}} H \sim \sqrt{h} * H \propto \sqrt{\dot{m}^{0,8} * H^{-1}} * H \sim \dot{m}^{0,4} * H^{0,5} \quad (\text{A.151})$$

$$\Rightarrow \dot{m}^{0,4} \propto (m * H) * H^{-0,5} \quad (\text{A.152})$$

A.13 Relation entre le débit de refroidissement et l'angle des ailettes

Dans cette annexe, une étude analytique est menée pour relier le débit massique de refroidissement à la performance des ailettes et à l'angle des canaux. La hauteur des canaux H est considérée constante pour cette analyse. Tout d'abord, le débit massique de refroidissement \dot{m} , la surface axiale A_x et la vitesse axiale V_x sont définis :

$$\dot{m} = \rho V_x A_x \quad A_x = 2\pi \bar{R} H \quad V_x = V \cos \beta \quad (\text{A.153})$$

La combinaison de ce jeu de relations (A.153) permet de lier le débit massique de refroidissement à l'angle des canaux avec la relation

$$\dot{m} = 2\pi \bar{R} H \rho V \cos \beta \sim \rho V \cos \beta \quad (\text{A.154})$$

Le terme $m * H$ est ensuite lié au nombre de Reynolds (relation (A.157)) grâce aux équations suivantes :

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (\text{A.155})$$

$$h \sim Nu_D \propto \text{Re}_D^{0,8} \quad (\text{voir relation (A.146)}) \quad (\text{A.156})$$

$$\Rightarrow (m * H) = \sqrt{\frac{2h}{ke}} \sim \sqrt{h} \sim \text{Re}_D^{0,4} \quad (\text{A.157})$$

Enfin, le terme ρV est lié à $m * H$ (équation (A.158)) et la relation entre le débit massique de refroidissement, $m * H$ et l'angle des canaux apparaît (relation (A.159)) :

$$\rho V \sim \text{Re}_D \sim (m * H)^{2,5} \quad (\text{A.158})$$

$$\Rightarrow \dot{m} \sim \rho V * \cos \beta \sim (m * H)^{2,5} * \cos \beta \quad (\text{A.159})$$

A.14 Fabrication des étalons de peinture thermique

Afin de pouvoir déterminer quelle a été la température des composants tournants durant les essais à chaud, de la peinture thermique est appliquée sur le prototype. Cette peinture change de couleur de manière irréversible lorsque sa température augmente. Il est donc possible de déterminer quelle a été la température d'un composant en comparant la couleur de la peinture appliquée sur lui avec des échantillons réalisés dans des conditions contrôlées et connues. La couleur adoptée par la peinture lorsqu'elle est chauffée dépend de deux facteurs principalement : la température et la durée durant laquelle elle a été à cette température. Il est ainsi possible que deux échantillons présentent la même couleur, si l'un a été chauffé à plus haute température mais sur une plus courte durée que l'autre échantillon.

Comme les échantillons ont été réalisés avant les tests et ne sachant pas combien de temps allaient durer ces tests, il a été décidé de réaliser quatre séries d'échantillons étalons pour quatre temps d'exposition différents : 30 secondes, 60 secondes, 120 secondes et 300 secondes. Il suffit alors à l'opérateur de choisir la série qui correspond au temps de test effectué par le prototype pour pouvoir en comparer les étalons avec les composants du prototype.

Pour amener les échantillons très rapidement à une température souhaitée, comprise entre 473 K (200°C) et 1273 K (1000°C), il a fallu réaliser un petit four capable de supporter ses températures et qui puisse recevoir très rapidement un échantillon de peinture. Ce four « fait maison » est présenté dans la figure A.27. Il est composé d'un cylindre d'alumine (Al_2O_3) enrobé de mousse d'alumine isolante pour limiter au maximum les fuites de chaleur. Un thermocouple est placé entre la mousse et le cylindre, maintenu en place par de la pâte thermique. Le cylindre est en permanence fermé d'un côté par un bouchon en mousse d'alumine. L'autre côté est ouvert pour y placer l'échantillon puis fermé immédiatement avec de la mousse d'alumine lors de la cuisson de l'échantillon. Afin de bien contrôler le temps de cuisson de l'échantillon, celui-ci est placé rapidement dans le four au début puis en est sorti tout aussi rapidement pour être refroidi avec un jet d'air froid à la fin de la cuisson. La température est commandée par un contrôleur qui fonctionne en tout-ou-rien et qui alimente une résistance thermique qui est enroulée autour du cylindre d'alumine. Ce montage a permis de réaliser les quatre séries d'échantillons étalons présentés dans la figure A.28

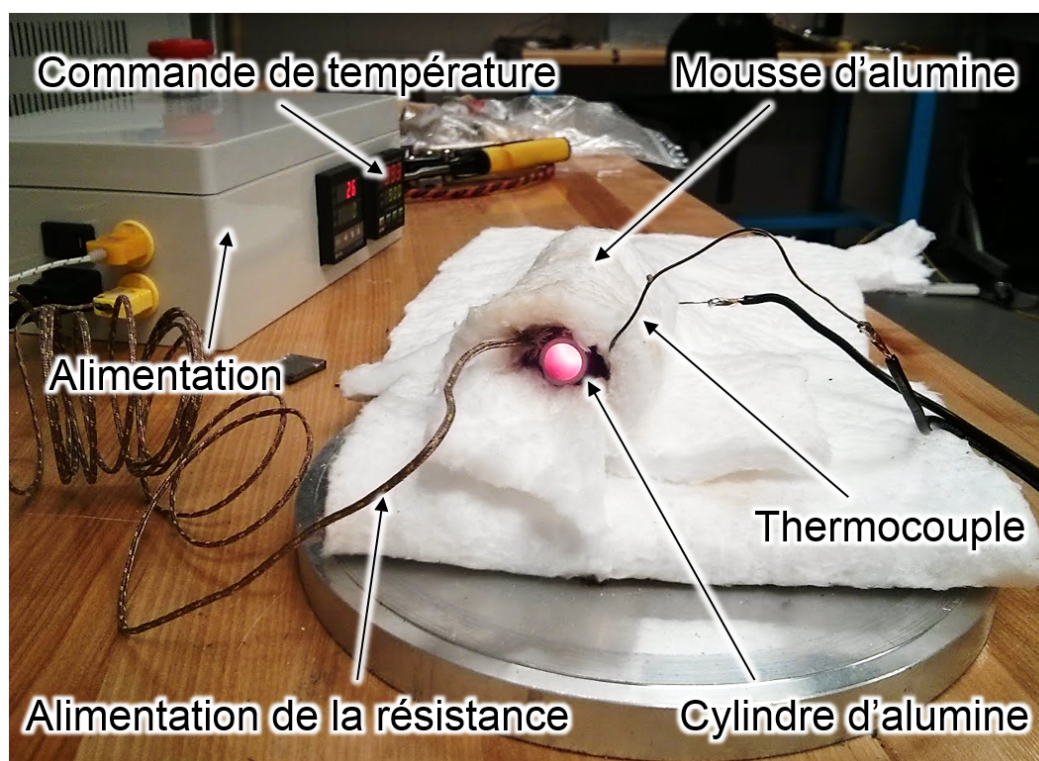


FIGURE A.27 – Four utilisé pour fabriquer les échantillons étalons de peinture.



FIGURE A.28 – Échantillons étalons de peinture thermique réalisés. Il existe une série pour des temps de cuisson de 30, 60, 120 et 300 secondes.

A.15 Coût du système selon la puissance lorsque TIT = 1600 K

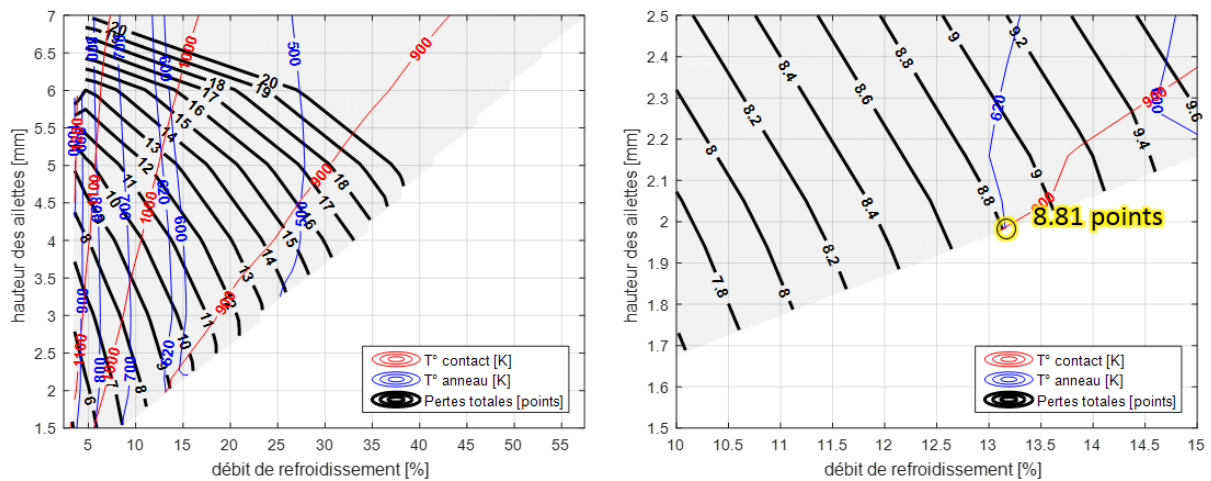


FIGURE A.29 – Coût du système pour un moteur de 50 kW à TIT = 1600 K.

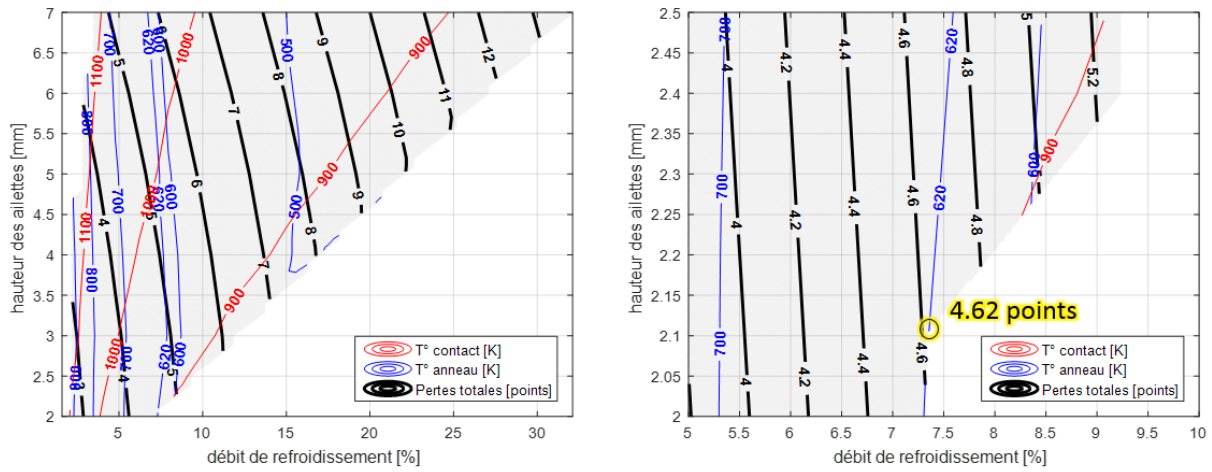


FIGURE A.30 – Coût du système pour un moteur de 150 kW à TIT = 1600 K.

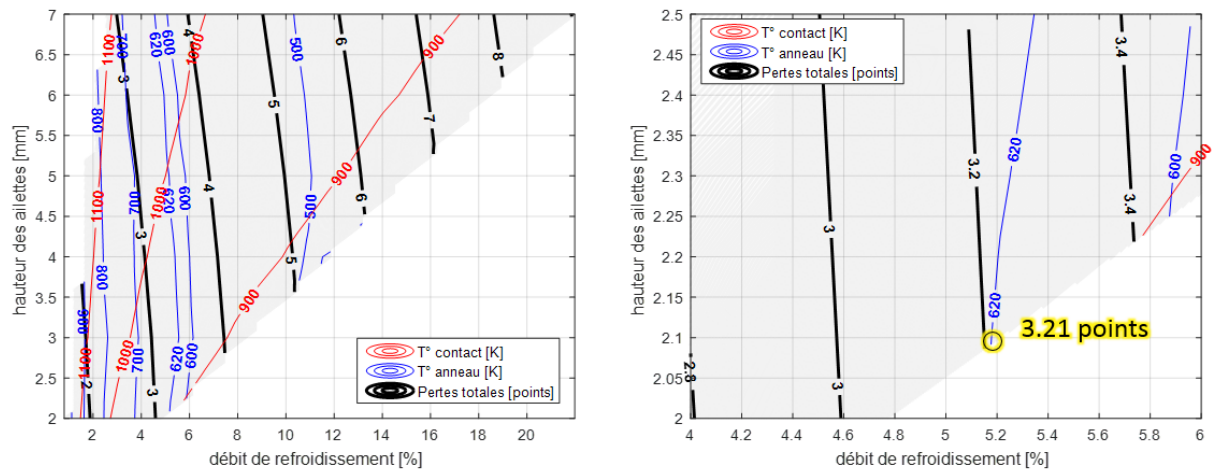


FIGURE A.31 – Coût du système pour un moteur de 300 kW à TIT = 1600 K.

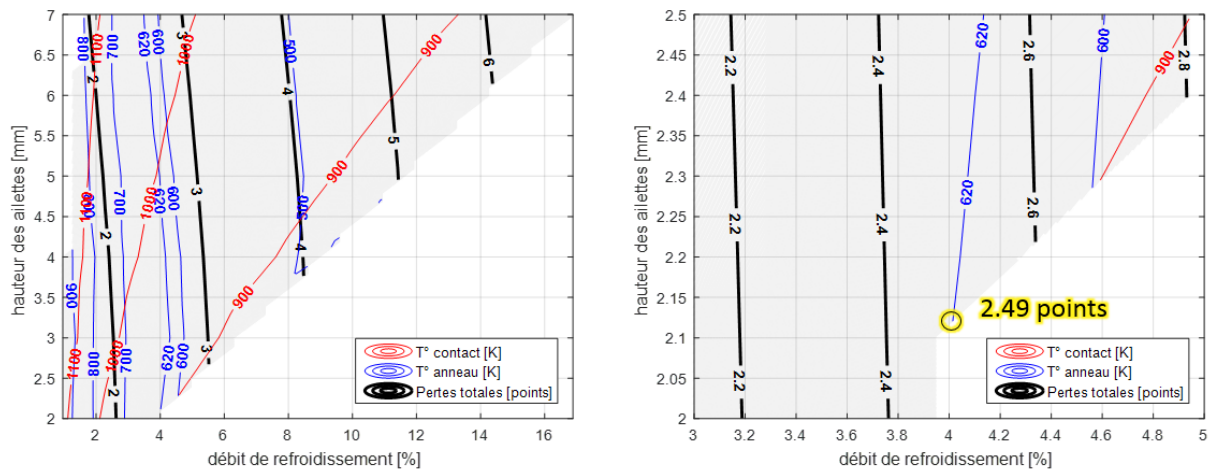


FIGURE A.32 – Coût du système pour un moteur de 500 kW à TIT = 1600 K.

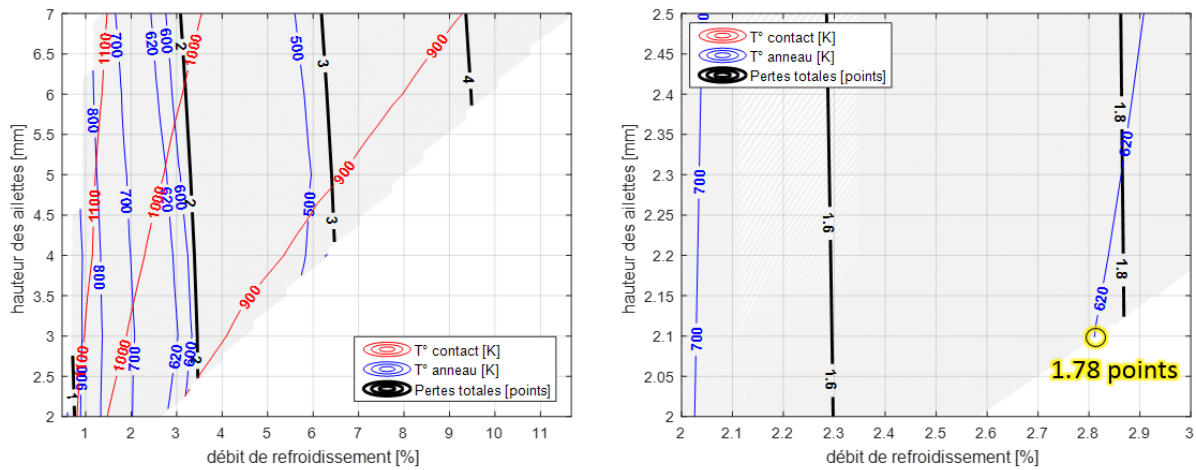


FIGURE A.33 – Coût du système pour un moteur de 1000 kW à TIT = 1600 K.

A.16 Sensibilité aux paramètres

Les figures A.34 à A.48 présente le coût du système lorsque les paramètres varient, pour un moteur de 300 kW avec $TIT = 1600$ K

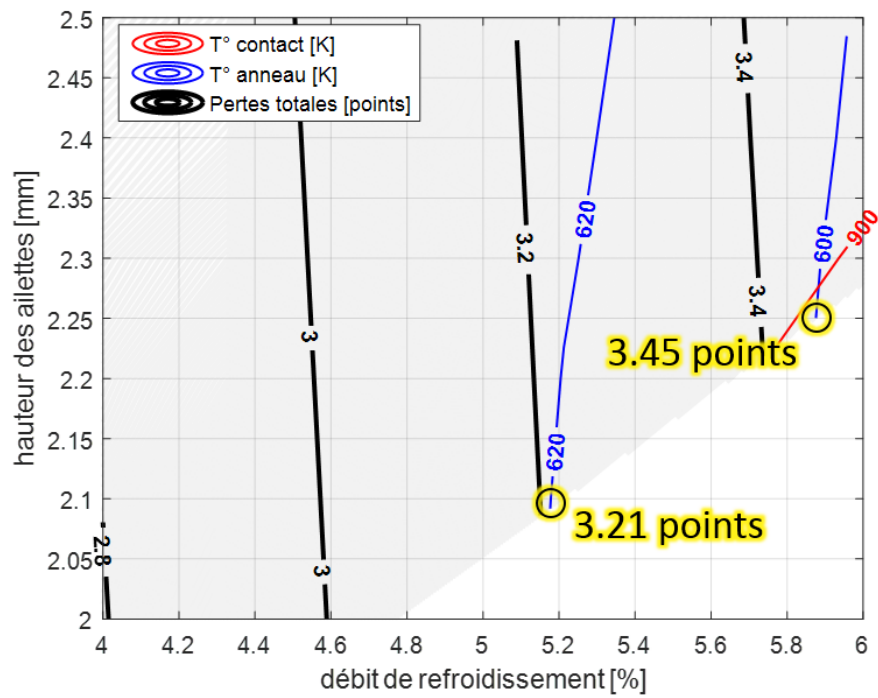
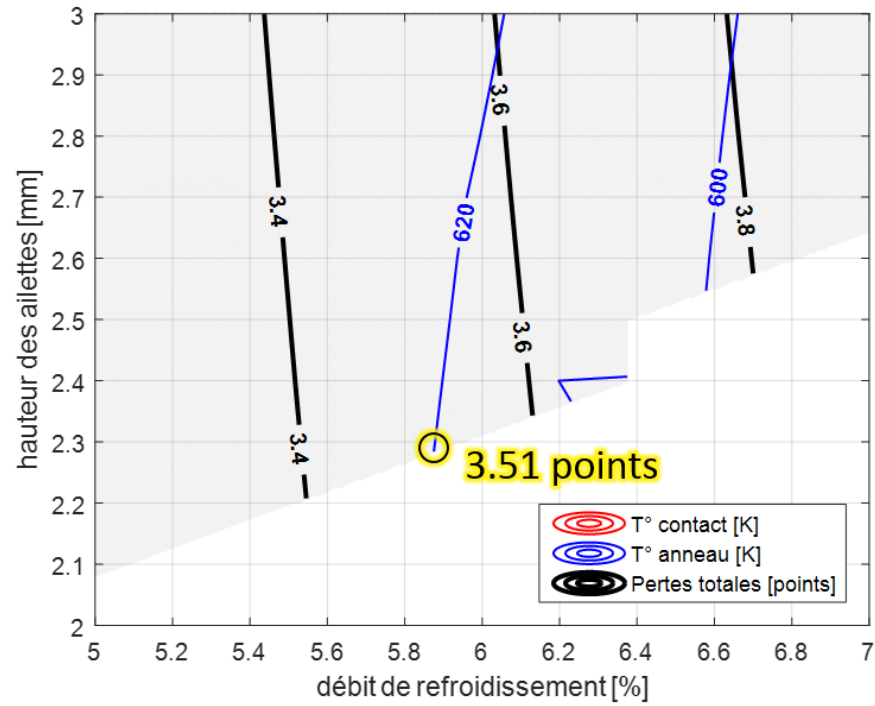
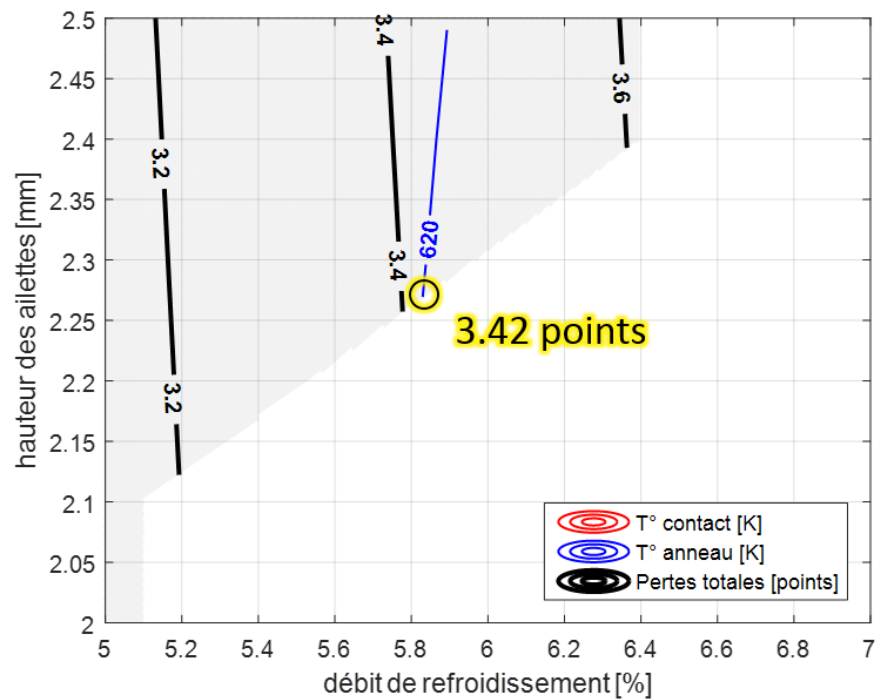
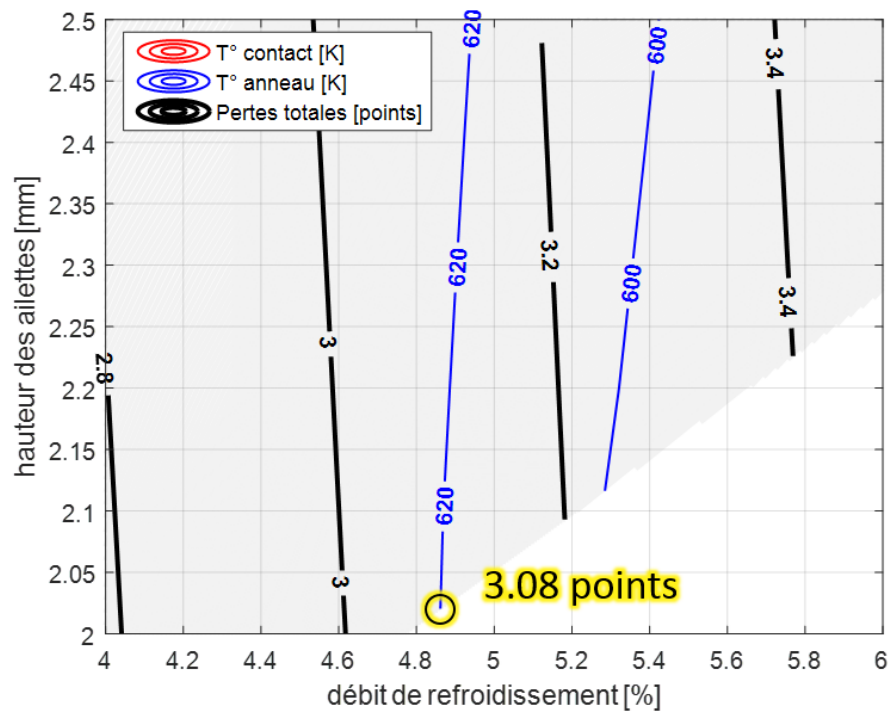
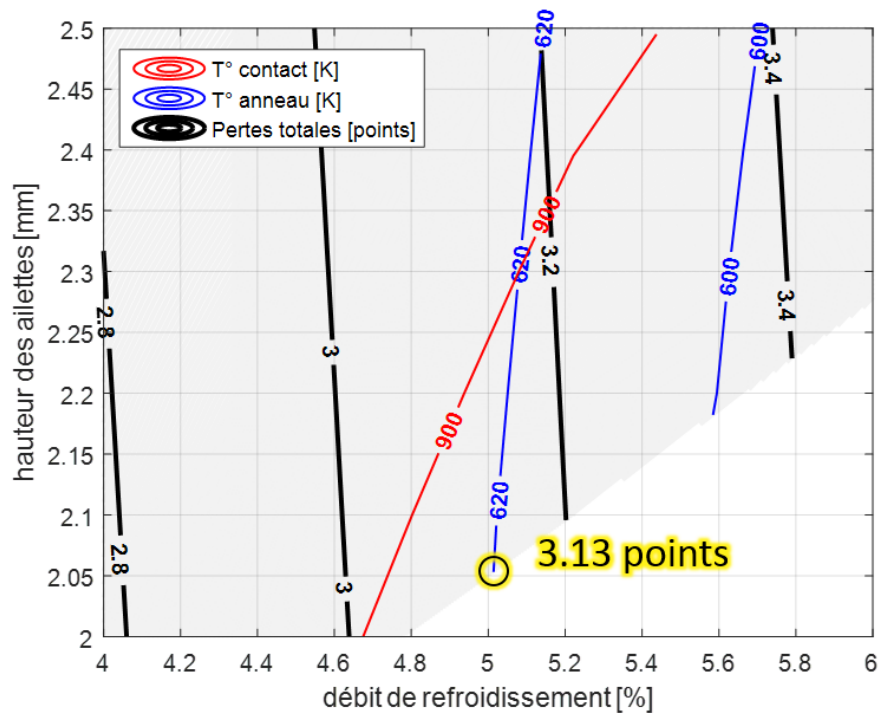


FIGURE A.34 – Coût du système pour un anneau 20 K plus froid.

FIGURE A.35 – Coût du système lorsque h_{chaud} est 25% plus grand.FIGURE A.36 – Coût du système lorsque h_{froid} est 10% plus petit.

FIGURE A.37 – Coût du système lorsque k_{bague} est 20% plus petit.FIGURE A.38 – Coût du système lorsque k_{pale} est 20% plus petit.

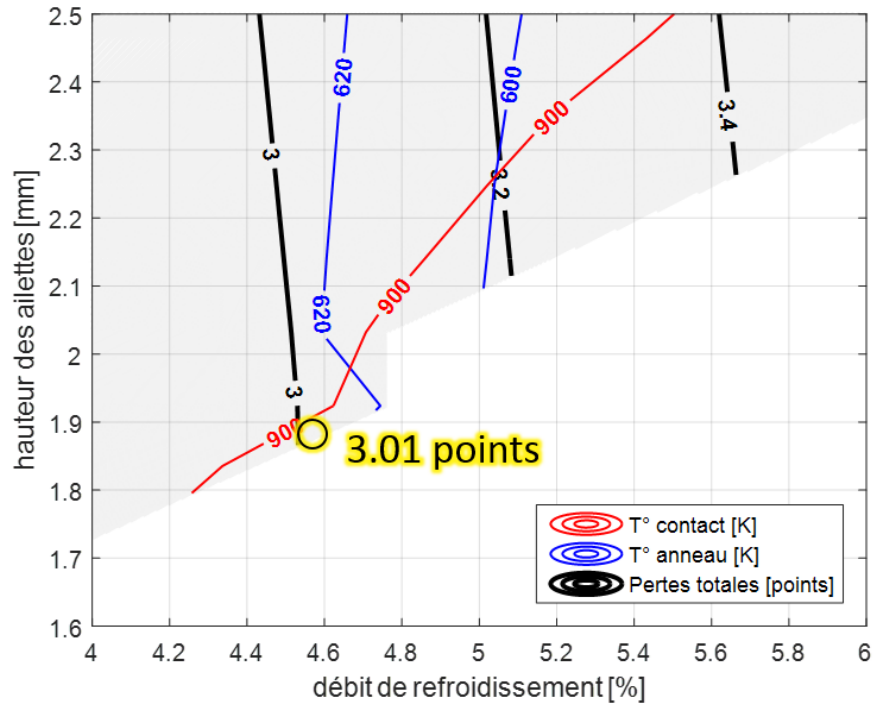


FIGURE A.39 – Coût du système lorsque la largeur de canal est 20% plus petite.

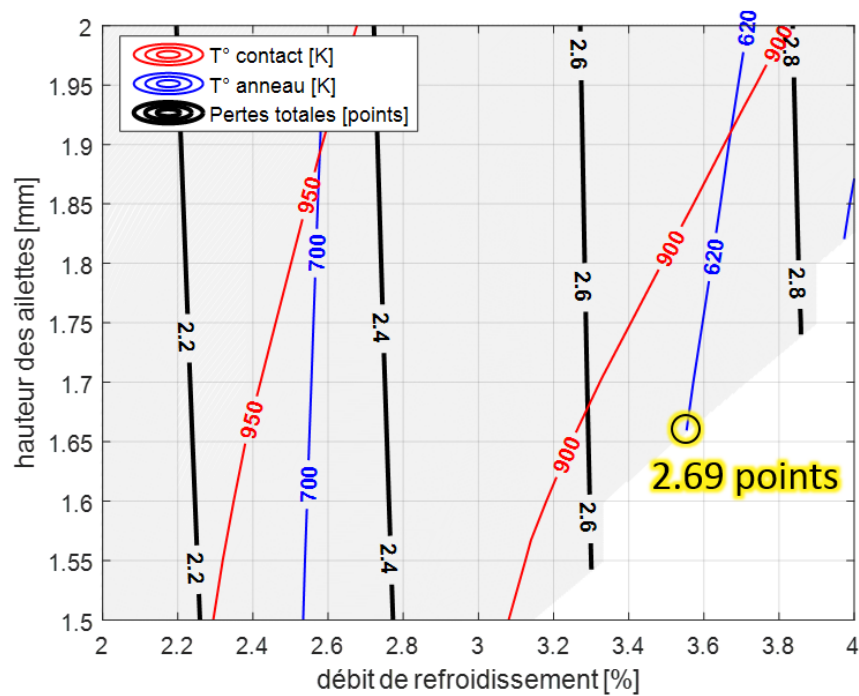


FIGURE A.40 – Coût du système lorsque la largeur de canal est 40% plus petite.

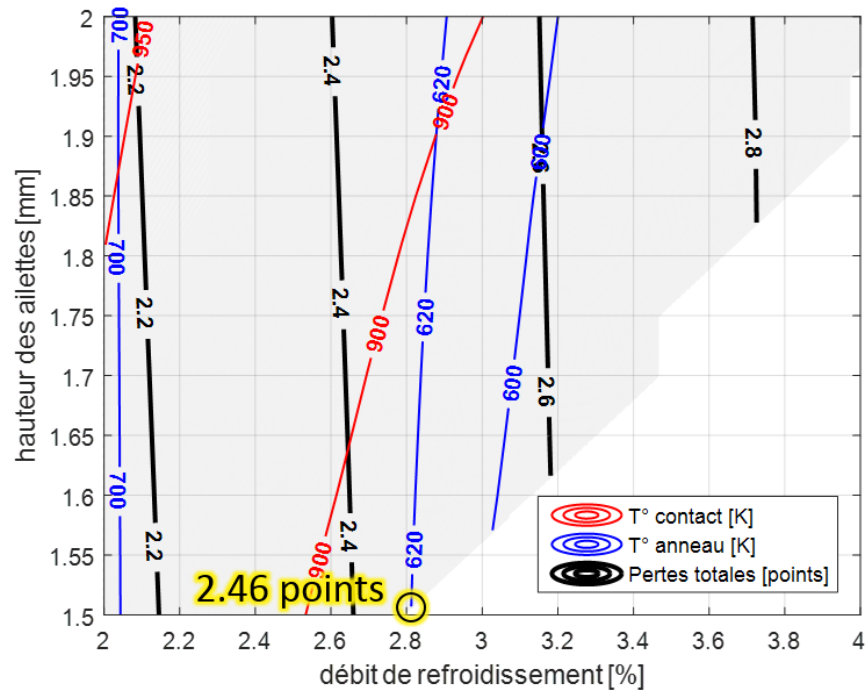


FIGURE A.41 – Coût du système lorsque la largeur de canal est 60% plus petite.

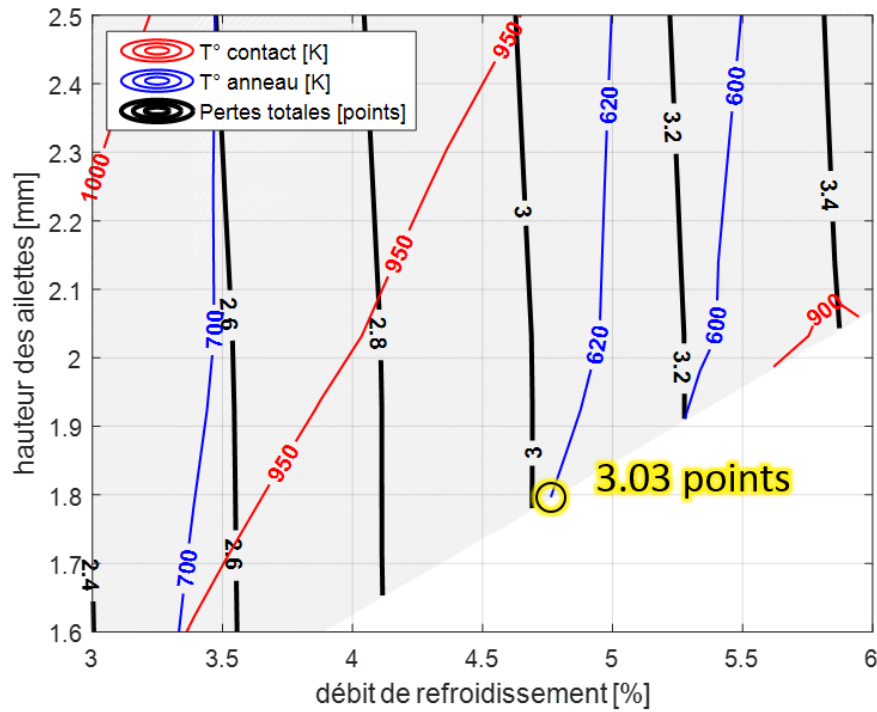


FIGURE A.42 – Coût du système lorsque ratio de surface des ailettes est 20% plus petit.

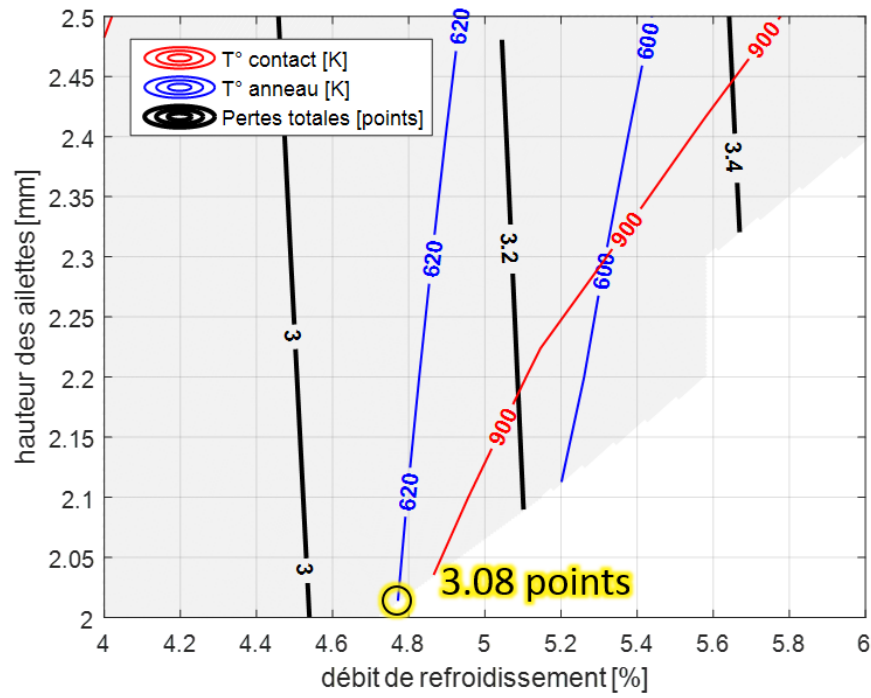


FIGURE A.43 – Coût du système lorsque la rugosité des canaux est doublée.

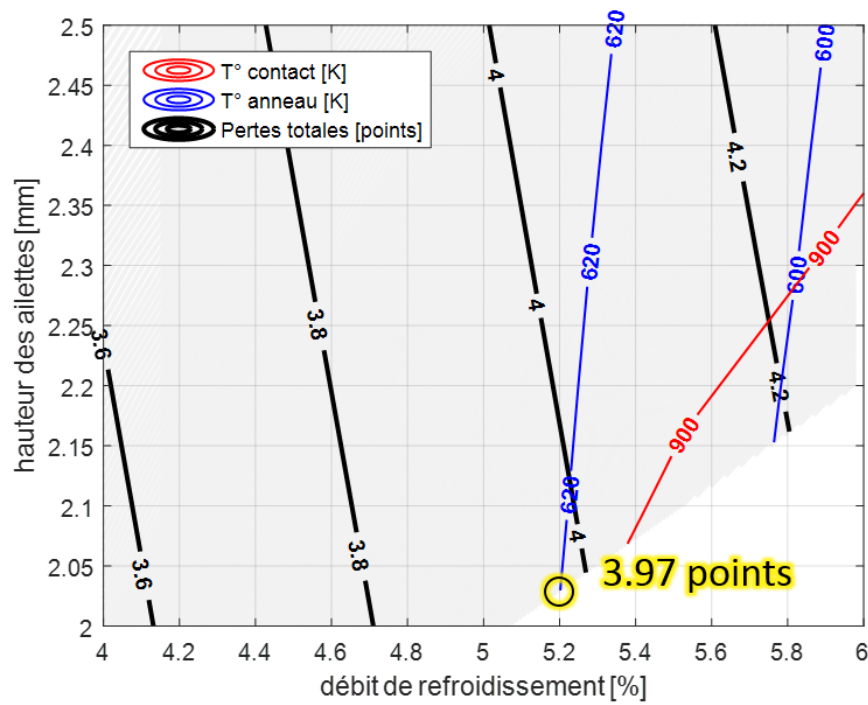


FIGURE A.44 – Coût du système lorsque la vitesse de rotation augmente de 10%.

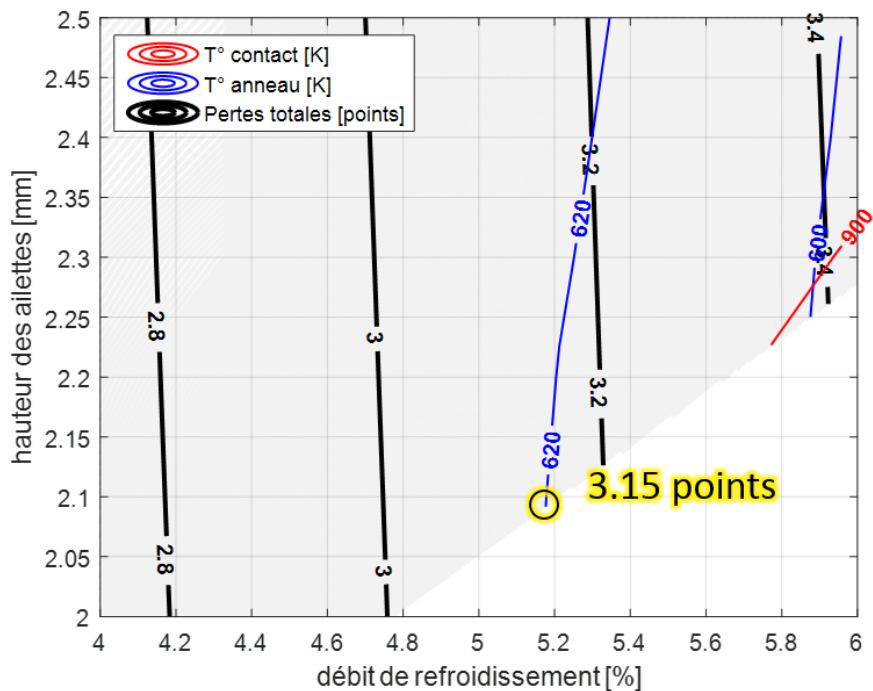


FIGURE A.45 – Coût du système lorsque la densité de la bague est 20% plus faible.

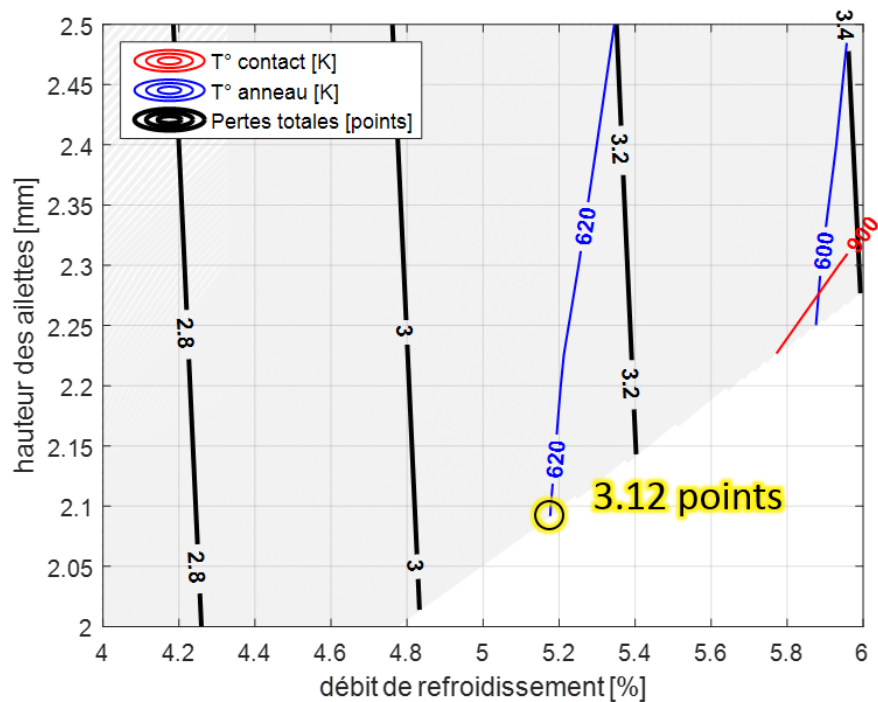


FIGURE A.46 – Coût du système lorsque la densité de la pale est 20% plus faible.

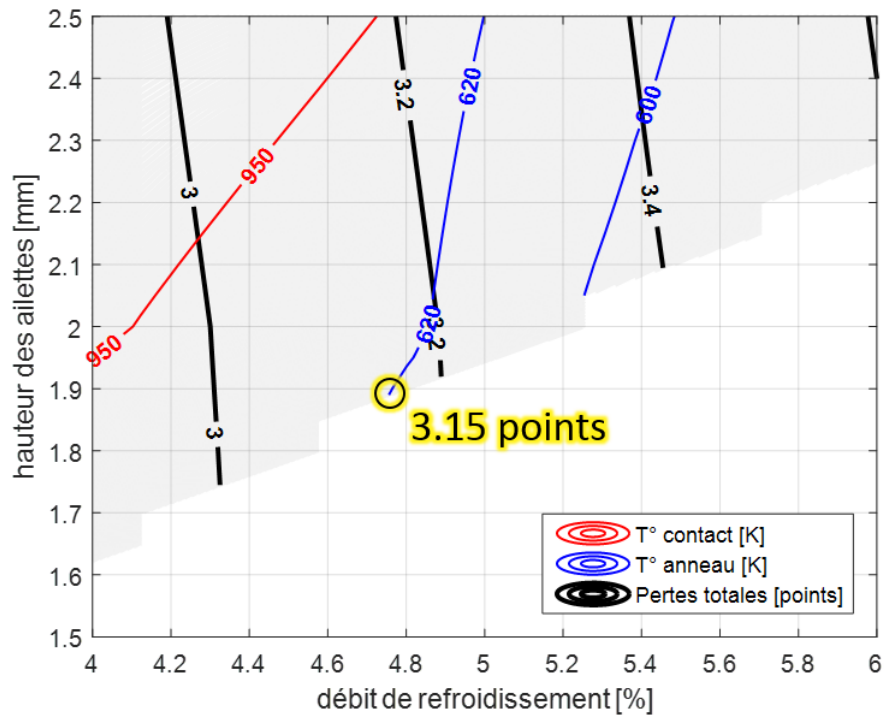
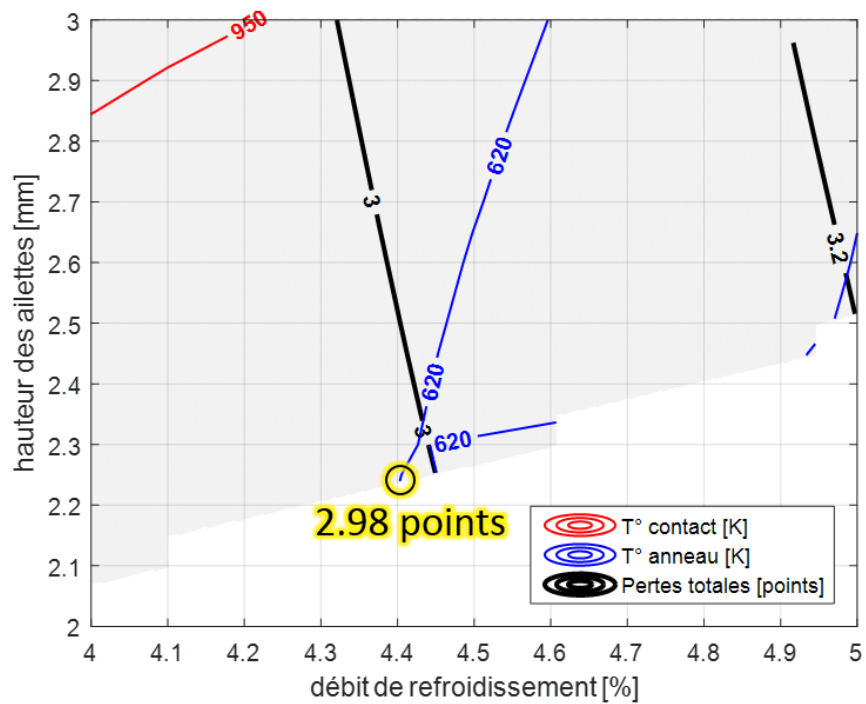


FIGURE A.47 – Coût du système lorsque la base de la bague est 1,5 mm (+50%).

FIGURE A.48 – Coût du système lorsque l'angle des canaux est augmenté de 2° (+2,5%).

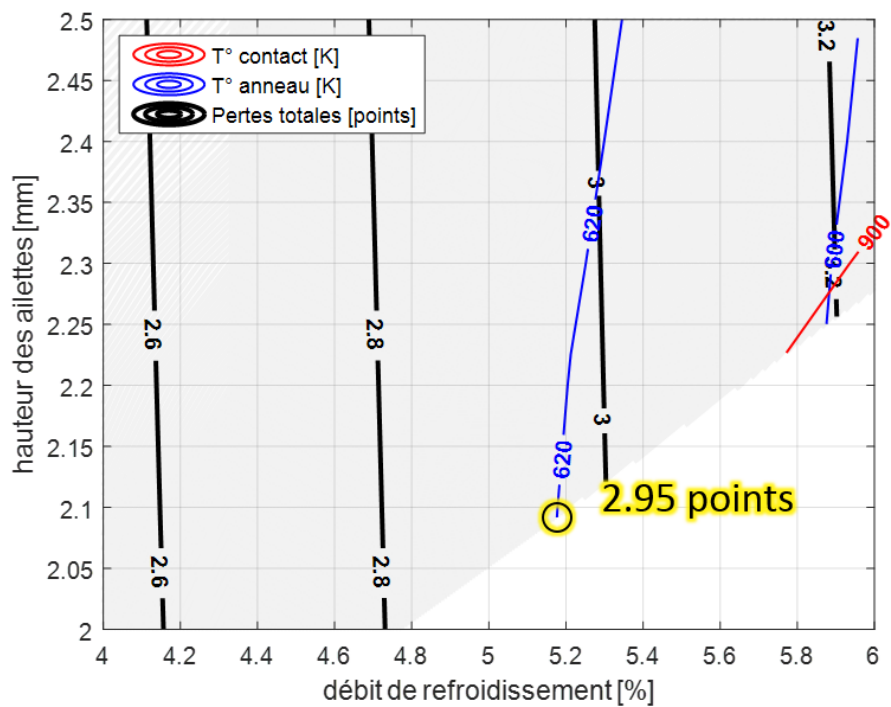


FIGURE A.49 – Coût du système lorsque la friction aérodynamique n'inclut pas le malus de +35%.

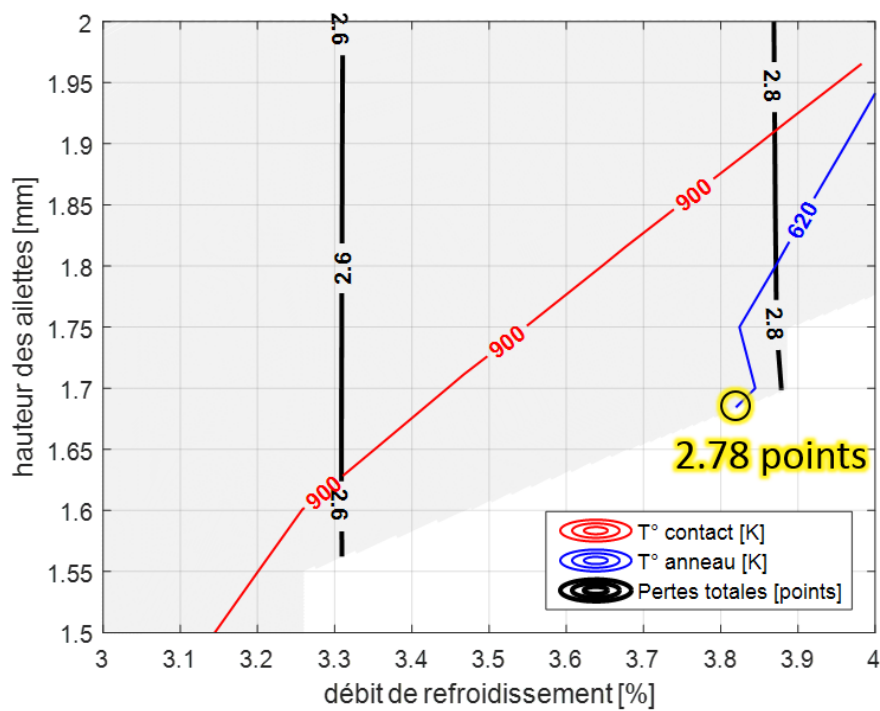


FIGURE A.50 – Coût du système lorsque la rugosité est de $16 \mu\text{m}$.

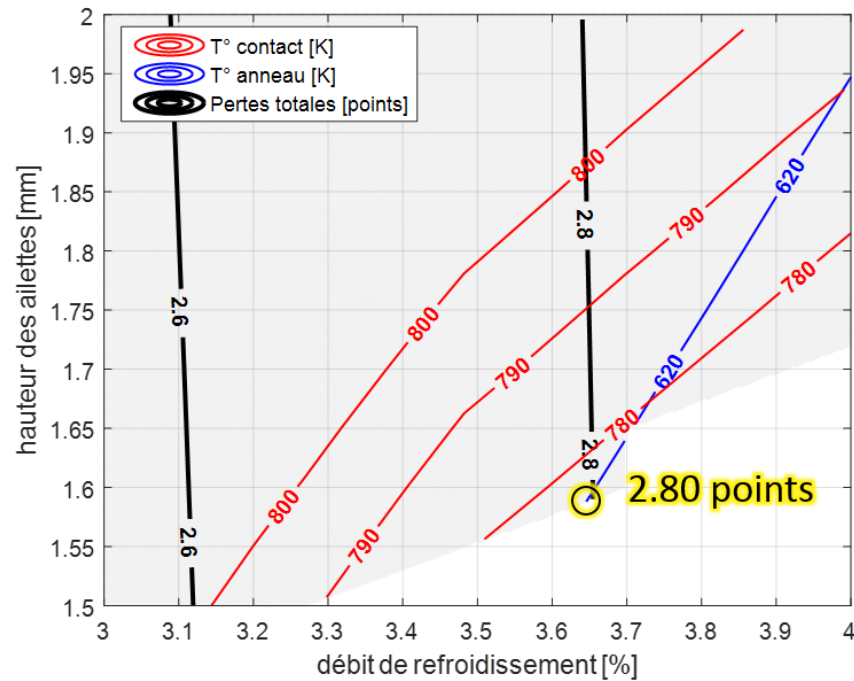


FIGURE A.51 – Coût du système avec un tampon isolant de 1 mm de zircone.

A.17 Sensibilité au ratio de pression du compresseur annexe

Les figures A.52 à A.56 montrent le coût du système selon le ratio de pression du compresseur annexe pour un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K.

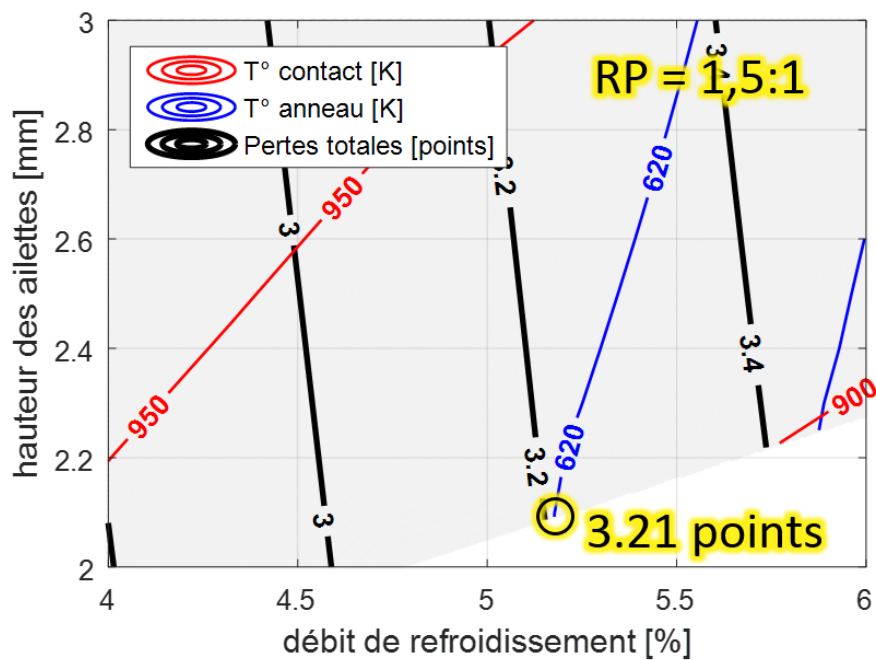


FIGURE A.52 – Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 1,5 :1.

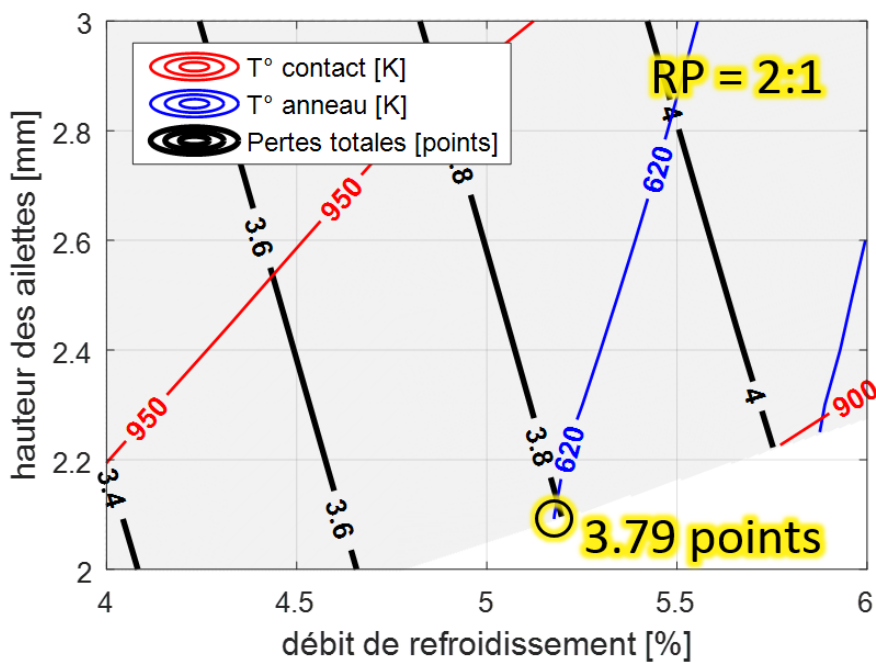


FIGURE A.53 – Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 2 :1.

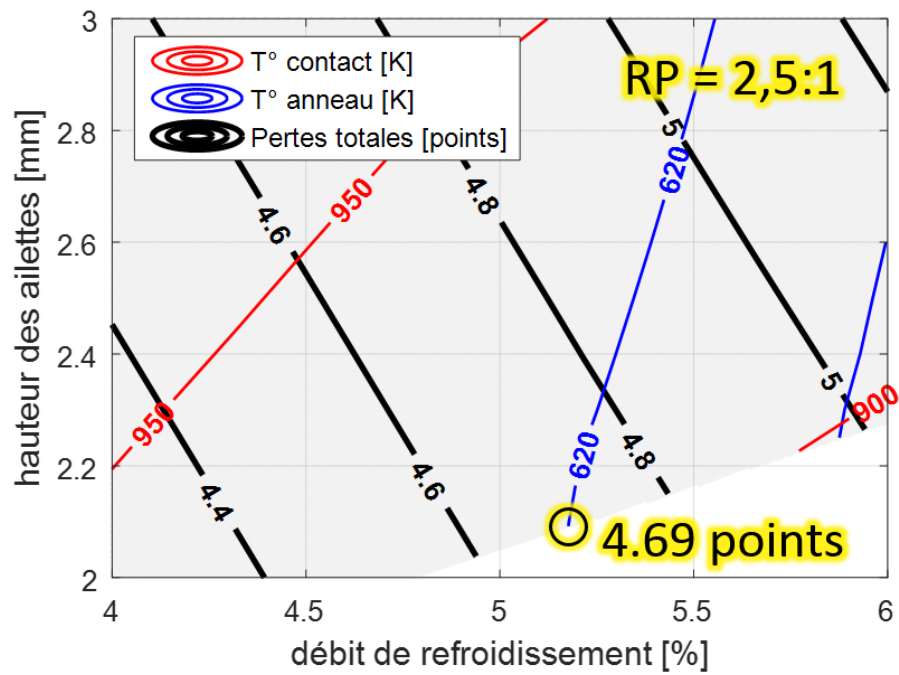


FIGURE A.54 – Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 2,5 :1.

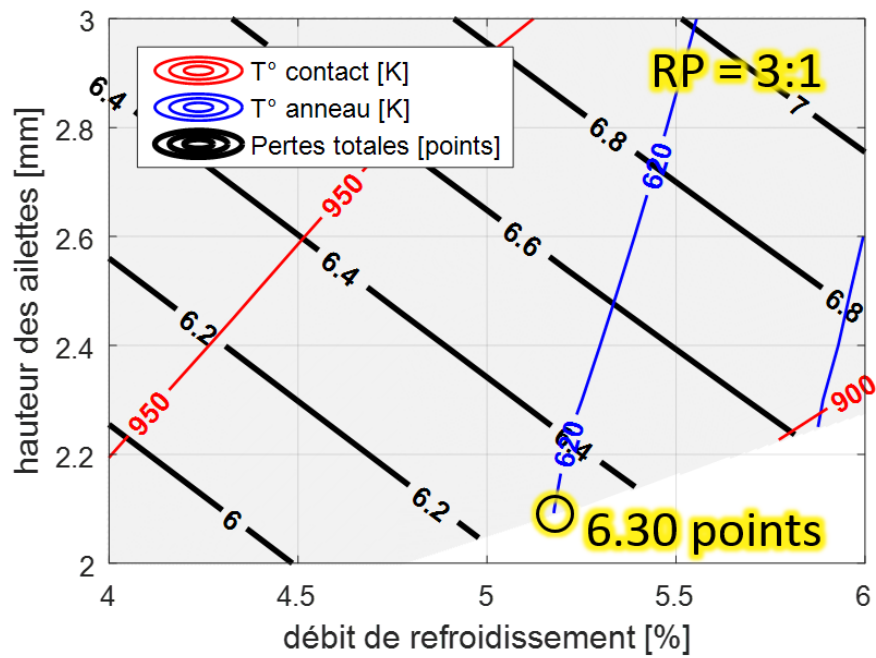


FIGURE A.55 – Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 3 :1.

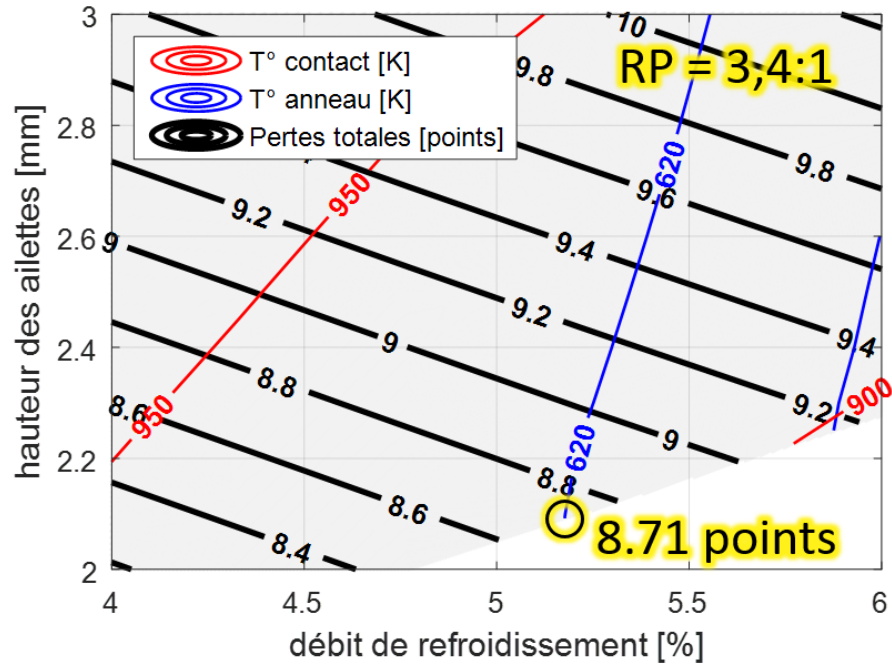


FIGURE A.56 – Coût du système pour un ratio de compresseur annexe de 3,4 :1.

A.18 Sensibilité au niveau de chargement de l'anneau composite

Les figures A.57 à A.61 montrent le coût du système selon le niveau de chargement mécanique de l'anneau composite pour un moteur de 300 kW avec TIT = 1600 K.

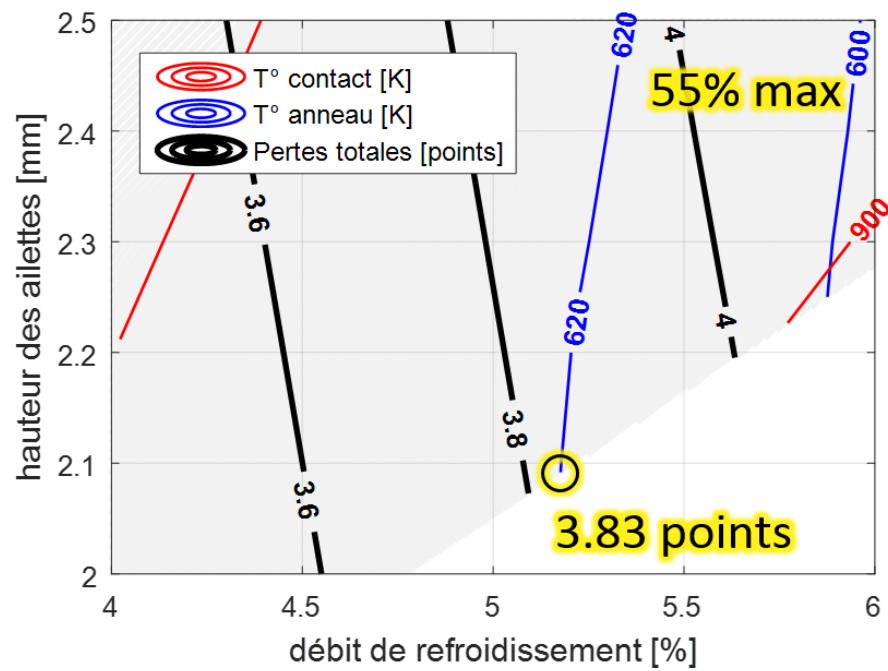


FIGURE A.57 – Coût du système l'anneau est chargé à 55% de son maximum.

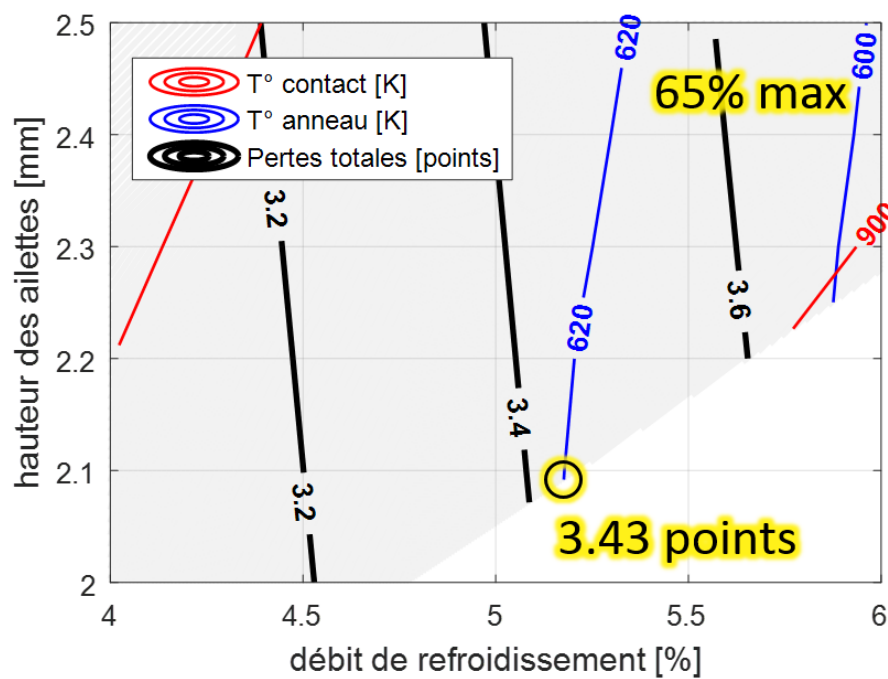


FIGURE A.58 – Coût du système l'anneau est chargé à 65% de son maximum.

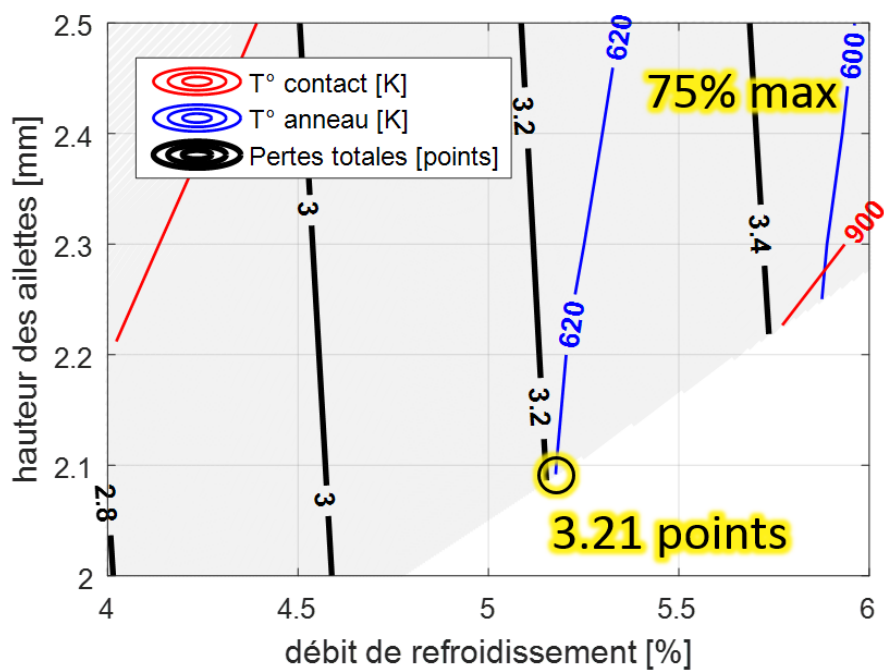


FIGURE A.59 – Coût du système l'anneau est chargé à 75% de son maximum.

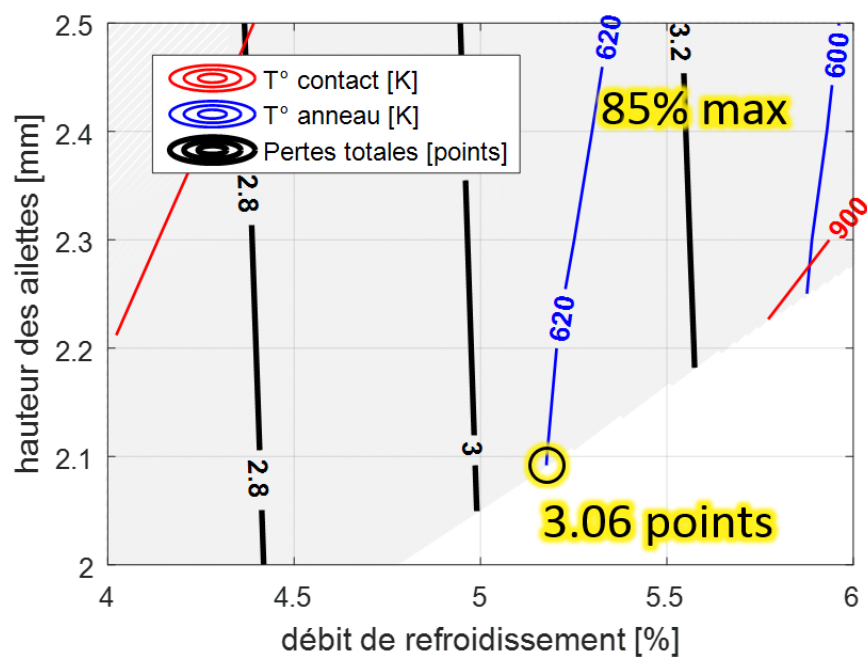


FIGURE A.60 – Coût du système l'anneau est chargé à 85% de son maximum.

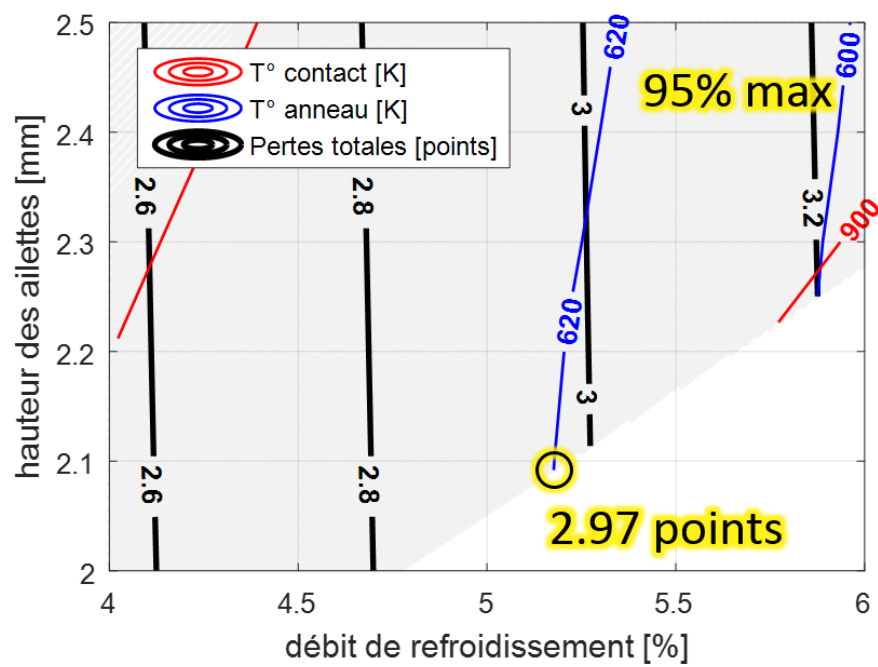


FIGURE A.61 – Coût du système l'anneau est chargé à 95% de son maximum.